

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení



Vyšetřování parametrů hydraulických strojů s využitím numerických metod

Disertační práce

Studijní program:	P2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	3901V003 Aplikovaná mechanika
Školitel:	doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.
Doktorand:	Ing. Lukáš Zavadil

Ostrava 2012

ANOTACE

ZAVADIL, L. *Vyšetřování parametrů hydraulických strojů s využitím numerických metod.*

Ostrava: katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní
VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012, 90s. Disertační práce, vedoucí
Drábková, S.

Disertační práce se zabývá numerickým modelováním proudění v hydrodynamickém čerpadle. Pomocí numerického modelování jsou stanoveny základní charakteristiky čerpadla a dále je vyšetřen vliv částečné smáčivosti stěn na parametry čerpadla. Pro definici částečně smáčivých stěn byla vytvořena uživatelsky definovaná funkce, která umožňuje měnit formou okrajové podmínky parametr částečné smáčivosti, kterým je, adhesní koeficient k . Mimo základní charakteristiky čerpadla je vyšetřena i velikost a směr působení radiální síly. Proudění bylo modelováno jako stacionární i nestacionární a získaná data byla porovnána s experimentálním měřením.

ANNOTATION

ZAVADIL, L. *Investigation of Hydraulic Machines Parameters with Application of Numerical Methods.*

Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2012, 90 p. PhD Thesis, head: Drábková, S.

This PhD thesis is focused on numerical modelling of the flow in hydrodynamic pump. With numerical modelling, the main characteristics of the pump were set and influence of the partial wettability of selected hydraulic parts on pump performance was investigated. For this purpose, wall boundary condition was modified through the user defined function to account for partial surface wettability by means of adhesion coefficient k . Besides the main characteristics of the pump, also the amplitude and direction of the radial force was investigated. Both stationary and time dependent problems were solved to obtain data for comparison with experimental measurement.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	- 5 -
1 Úvod.....	- 10 -
2 Současný stav ve využívání numerických metod při návrhu čerpadel	- 12 -
3 Zdroje informací	- 15 -
4 Cíle práce	- 16 -
5 Metodika řešení	- 17 -
5.1 Numerické modelování proudění	- 17 -
5.1.1 Metody řešení soustav parciálních diferenciálních rovnic	- 18 -
5.1.2 Integrace pomocí metody konečných objemů.....	- 19 -
5.1.3 Modelování turbulentního proudění.....	- 19 -
5.1.4 Standardní $k-\omega$ model.....	- 20 -
5.1.5 Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$ model.....	- 22 -
5.1.6 Modelování proudění s Moving reference frame.....	- 23 -
5.1.7 Modelování proudění s využitím přístupu Sliding mesh	- 23 -
6 Modelované čerpadlo	- 25 -
6.1 Výpočetní síť	- 27 -
6.2 Definice okrajových podmínek a nastavení parametrů řešení.....	- 31 -
6.3 $Q-H$ charakteristika čerpadla.....	- 34 -
6.4 $Q-P$ charakteristika čerpadla	- 37 -
6.5 $Q-P_h$ charakteristika čerpadla.....	- 40 -
6.6 $Q-\eta$ charakteristika čerpadla	- 41 -
6.7 Radiální síla působící na rotor čerpadla	- 46 -
6.7.1 Radiální síla v hydrodynamickém čerpadle	- 46 -
6.7.2 Radiální síla a její příčina.....	- 46 -
6.7.3 Statická složka radiální síly.....	- 49 -
6.7.4 Dynamická složka radiální síly	- 51 -

6.7.5	Srovnání velikosti radiální síly získané pomocí numerického modelování s hodnotami dle empirických vztahů.....	- 53 -
7	Úvod k částečné smáčivosti stěn.....	- 56 -
7.1	Testování podmínky částečné smáčivosti na jednoduché geometrii.....	- 57 -
7.1.1	Teoretický rozbor laminárního proudění v potrubí kruhového průřezu.....	- 57 -
7.1.2	Srovnání výsledků z teoretických předpokladů s výsledky z numerického modelování.....	- 59 -
8	Aplikace okrajové podmínky částečné smáčivosti na vybrané části hydrodynamického čerpadla.....	- 63 -
8.1	Q - H charakteristika čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti stěn.....	- 66 -
8.2	Q - P charakteristika čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti stěn.....	- 69 -
8.3	Q - η charakteristika s uvažováním částečné smáčivosti stěn.....	- 71 -
8.4	Výpočet průtoku v mezeře těsnicího kruhu.....	- 72 -
8.5	Vliv částečné smáčivosti na radiální sílu	- 76 -
9	Závěr.....	- 78 -
10	Conclusion.....	- 81 -
11	Vědecký přínos práce a význam pro praxi	- 84 -
12	Seznam vlastních publikací	- 85 -
13	Seznam použité literatury.....	- 87 -
14	Přílohy disertační práce.....	- 90 -

Seznam použitých značek a symbolů

ΔA	plocha nosu spirály	(m ²)
A	plocha na vstupu do spirály	(m ²)
A_j	celková plocha oběžného kola	(m ²)
\vec{a}	obecný vektor	(1)
b_2	šířka oběžného kola na obvodu včetně disků	(m)
C_L	koeficient vztlaku (lift coefficient)	(1)
C_M	koeficient momentu (moment coefficient)	(1)
c	absolutní rychlost	(m·s ⁻¹)
c_m	meridiánová rychlost	(m·s ⁻¹)
c_u	unášivá složka absolutní rychlosti	(m·s ⁻¹)
c_{1T}	rychlost v mezeře těsnicího kruhu	(m·s ⁻¹)
D	průměr	(m)
D_ω	příčná difúze	(kg·m ⁻¹ ·s ⁻³)
Eu	Eulerovo číslo	(1)
F	hybnostní síla	(N)
F_r	radiální síla	(N)
F_{SO}	koeficient radiální síly	(lb)
$F_{y,z}$	složky radiální síly	(N)
F_2	směšovací funkce	(1)
f	frekvence	(s ⁻¹)
$f_{x,y,z}$	složky vnějších objemových sil	(N)
g	tíhové zrychlení	(m·s ⁻²)
G_k	produkce k v důsledku středního gradientu rychlosti	(kg·m ⁻¹ ·s ⁻³)
G_ω	produkce ω v důsledku středního gradientu rychlosti	(kg·m ⁻³ ·s ⁻²)

\tilde{G}_k	modifikovaná produkce k pro $k - \omega$ SST model	$(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-3})$
H	dopravní výška čerpadla	(m)
H_t	teoretická dopravní výška čerpadla	(m)
K	koefficient radiální síly	$(\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-2})$
K_r	experimentálně stanovený součinitel	(1)
K_{SO}	koefficient radiálního zatížení	(1)
k	turbulentní kinetická energie	$(\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2})$
k	adhesní součinitel	$(\text{Pa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$
k	koefficient radiální síly	$(\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-2})$
l	délka	(m)
M	krouticí moment	$(\text{N}\cdot\text{m})$
N	počet vzorků	(1)
\bar{n}	vektor vnější normály	(1)
n	otáčky	(min^{-1})
n_b	rychloběžnost	(1)
n_q	objemové otáčky	(min^{-1})
n_s	výkonové otáčky	(min^{-1})
P	příkon	(W)
P_h	hydraulický výkon	(W)
P_m	mechanické ztráty (v ložiskách, v ucpávkách)	(W)
P_R	ztrátový výkon recirkulací a vířením	(W)
P_{SO}	tlakový spád v závěrném bodě	(psi)
P_{S3}	ztrátový výkon v důsledku průsaků u vícestupňových čerpadel	(W)
P_{TK}	ztrátový výkon vlivem tření kapaliny o vnější disky OK	(W)
P_{TP}	ztrátový výkon třením	(W)
P_V	ztrátový výkon objemovými ztrátami	(W)

P_z	ztrátový výkon	(W)
P_{Zh}	hydraulické ztráty následkem tření a vírů	(W)
Δp	tlakový spád	(Pa)
p	tlak	(Pa)
p_{1T}	tlak na vstupu těsnicího kruhu	(Pa)
Q	objemový průtok	(m ³ ·s ⁻¹)
Q_E	průtok přes odlehčovací otvory v OK	(m ³ ·s ⁻¹)
Q_P	průtok pro pomocné účely (výplach, chlazení)	(m ³ ·s ⁻¹)
Q_S	průtok těsnicím kruhem	(m ³ ·s ⁻¹)
R	poloměr	(m)
R_k	koefficient	(1)
r	souřadnice poloměru	(m)
r_{1T}	poloměr mezery těsnicího kruhu	(m)
Re	Reynoldsovo číslo	(1)
Re_t	Reynoldsovo turbulentní číslo	(1)
S	plocha	(m ²)
S	rychlost disipace	(s ⁻¹)
S_k	zdrojový člen definovaný uživatelem	(kg·m ⁻¹ ·s ⁻³)
S_{real}	skutečná plocha buňky	(m ²)
$S_{optimal}$	optimální plocha buňky	(m ²)
S_ω	zdrojový člen definovaný uživatelem	(kg·m ⁻³ ·s ⁻²)
Sh	Strouhalovo číslo	(1)
t	čas	(s)
Δt	časový krok	(s)
u	unášivá rychlost	(m·s ⁻¹)
u, v, w	složky rychlosti	(m·s ⁻¹)

v	rychlost	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
v_{\max}	maximální rychlost kapaliny	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
$v_{\text{stř}}$	střední rychlost kapaliny	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
v_{wall}	rychlost na stěně	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
w	relativní rychlost	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
x	exponent	(1)
x, y, z	souřadnice	(m)
Y	měrná energie	$(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1})$
Y_k	disipace k v důsledku turbulence	$(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-3})$
Y_t	teoretická měrná energie	$(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1})$
Y_ω	disipace ω v důsledku turbulence	$(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-2})$
z	počet lopatek oběžného kola	(1)
α	úhel sevřený absolutní a unášivou rychlostí v rychlostním trojúhelníku	(°)
α^*	korekce pro nízká Reynoldsova čísla	(1)
α_0^*	koeficient	(1)
α_∞^*	koeficient	(1)
β	skluzový součinitel	(m)
β	úhel sevřený relativní a unášivou rychlostí v rychlostním trojúhelníku	(°)
β_i	koeficient	(1)
δ	tloušťka mezery mezi těsnicími kruhy	(m)
ε	rychlost disipace	$(\text{m}^2\cdot\text{s}^{-3})$
Γ_k, Γ_ω	difuzivita k a ω	$(\text{Pa}\cdot\text{s})$
η	dynamická viskozita	$(\text{Pa}\cdot\text{s})$
η	účinnost	(1)
η_h	hydraulická účinnost	(1)

η_V	objemová účinnost	(1)
κ	součinitel radiální síly	(1)
λ	součinitel závislý na tvaru drážky těsnicího kruhu	(1)
μ	dynamická viskozita	(Pa·s)
μ	součinitel průtokových ztrát	(1)
μ_t	vírová viskozita	(Pa·s)
ν	kinematická viskozita	(m ² ·s ⁻¹)
ρ	hustota	(kg·m ⁻³)
ρ	měrná tíha	(kg·s ² ·m ⁻⁴)
σ_k, σ_ω	turbulentní Prandtlova čísla pro k a ω	(1)
τ	smykové napětí	(Pa)
τ_A	adhesní smykové napětí	(Pa)
τ_t	turbulentní napětí	(Pa)
ν	kinematická viskozita	(m ² ·s ⁻¹)
ω	specifická rychlost disipace	(s ⁻¹)
ω	úhlová rychlost	(rad·s ⁻¹)
Indexy:		
i	složka vektoru	(1)
j	sčítací index	(1)
n	jmenovitý parametr	(1)
s	sání čerpadla	(1)
v	výtlač čerpadla	(1)
1	vstup do oběžného kola	(1)
2	výstup z oběžného kola	(1)

1 Úvod

Potřeba dopravy kapalin, zejména vody, spadá již do starověku, kdy pro tyto účely byly využívány zejména vrátky poháněné lidskou silou, později silou tažných zvířat. V pozdější době se začalo využívat síly větru či vody pro různé mlýny či buchary. Zejména vodní kola se v pozdějších letech staly předmětem zájmu konstruktérů, kteří s využitím zákonů hydrodynamiky a konstrukčních výpočtů vodní kola zdokonalovali. Přelom devatenáctého a dvacátého století přináší období prudkého technologického rozvoje.

V dnešní době, kdy množství aplikací využívá různé typy čerpadel pro dopravu kapalin a svým zastoupením následuje za využitím elektromotorů, je nutnost zdokonalování těchto zařízení neméně důležitá. Trendem současnosti je snižování energetické náročnosti takových zařízení a dosahování stále vyšších účinností. Můžeme se setkat i aplikacemi, které svým výkonem dosahují stovek megawatt při účinnostech dosahujících více jak 90%. U čerpadel jsou i jiná kritéria, která je třeba sledovat. Důraz je kladen mimo jiné i na dobré kavitační vlastnosti, stabilní charakteristiku, životnost a tím i danou spolehlivost.

Veškeré zmíněné parametry je nutné brát v potaz již při samotném návrhu čerpadla. Zejména však hydraulický návrh určuje tvar kanálů oběžného kola, lopatek, rozvaděče či spirály a tím i dosahované parametry čerpadla. Metody návrhu těchto hydraulických prostor se neustále zdokonalují, co se týká upřesňování koeficientů zahrnujících tvar či počet lopatek. Hledají se nové metody kombinující již využívané předpoklady potenciálního a vířivého proudění při návrhu meridiálního řezu či spirály, případně aplikující metody diferenciální geometrie a Bézierových ploch na úpravu tvarů jednotlivých částí čerpadla.

Následné ověření parametrů navrženého čerpadla je možné buď výrobou daného čerpadla, nebo jeho modelu a následné zkoušky na zkušebně. Avšak s rozvojem výpočetní techniky je možné využívat přístupu CFD (Computational Fluid Dynamics). Pomocí pokročilých software lze modelovat proudění i ve 3D geometriích, přičemž pro popis proudění jsou využívány parciální diferenciální rovnice představující zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Současná výpočetní technika umožňuje modelovat proudění i v tak komplexní geometrii, jakou je model vnitřních částí čerpadla. Lze tak simulovat vlastní proudění v kanálech oběžného kola i spirály současně s respektováním interakce mezi těmito jednotlivými částmi. Výsledky lze použít jak pro vyhodnocení kvality navržené geometrie z hlediska odtrhů či oblastí zavíření, tak i následnou úpravu a

optimalizaci tvaru hydraulických částí během samotného procesu návrhu čerpadla. Následně lze pomocí numerického modelování stanovit základní charakteristiky navrženého čerpadla bez nutnosti měření na zkušebně.

Kromě optimalizace tvaru hydraulických částí čerpadla je pozornost věnována vlastnostem používaných materiálů. Vlastnosti povrchů mají například zvyšovat odolnost proti korozi, kavitaci, opotřebení otěrem, snižovat ztráty třením, atd. Cena takových materiálů i náklady na jejich zpracování jsou zatím často překážkou jejich širšího využití.

V mnoha případech nabízí přijatelné řešení vhodná úprava povrchu materiálu. V poslední době se stále častěji uplatňují aplikace fyziky plazmatu ve strojírenských technologiích a to cestou modifikace povrchů součástí dopadem ionizovaných částic nebo vytvářením povrchových povlaků se speciálními vlastnostmi.

V minulém století byla tvorba nových materiálů především záležitostí metalurgů, dnes se na ní podílejí fyzici, chemici, biologové a další specialisté. Velkým přínosem v této oblasti jsou výsledky kosmického a vojenského průzkumu, z praxe známe příklady, kdy materiály vyvíjené původně pro vojenskou a kosmickou techniku pronikly do běžného života. Dá se očekávat, že právě materiály a jejich specifické vlastnosti budou podnětem k inovacím i při návrhu a výrobě čerpadel.

2 Současný stav ve využívání numerických metod při návrhu čerpadel

Proudění ve vnitřních prostorách čerpadla je komplexní, trojrozměrné a ve své podstatě nestacionární. V ideálním případě by model měl být jednoduchý, a přesto poskytující platné a využitelné výstupy. Pro návrh hlavních hydraulických částí čerpadel existuje řada metod. Ty jsou používány k určení meridiálního řezu a tvaru lopatky, řezů spirály i lopatek rozvaděče.

Numerické modelování pak umožňuje podrobné vyšetření proudového pole v navržené geometrii čerpadla. Pro návrh základní geometrie návrháři čerpadel používají empirické vztahy stanovené na základě statistických vyhodnocení parametrů již realizovaných strojů. Tento přístup vychází z hydrodynamické podobnosti čerpadel reprezentované rychloběžností, případně měrnými výkonovými či objemovými otáčkami. Rychloběžnost respektuje nejdůležitější síly v kapalině, které zohledňují kritéria Eulerovo a Strouhalovo. Rychloběžnost je bezrozměrný parametr a je dán vztahem [31]:

$$n_b = \left(\frac{1}{Sh \cdot Eu^{0.75}} \right) = n \cdot \frac{Q^{0.5}}{Y^{0.75}} \quad (2.1)$$

kde je n otáčky (s^{-1}),
 Q objemový průtok ($m^3 \cdot s^{-1}$),
 Y specifická energie ($J \cdot kg^{-1}$).

V technické měrové soustavě pro jednotkový výkon $P = 1$ k a spád $H = 1$ m jsou definovány měrné výkonové otáčky:

$$n_s = 3.65 \cdot n \cdot \frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (min^{-1}) \quad (2.2)$$

kde n otáčky (min^{-1}),
 Q objemový průtok ($m^3 \cdot s^{-1}$),
 H dopravní výška (m).

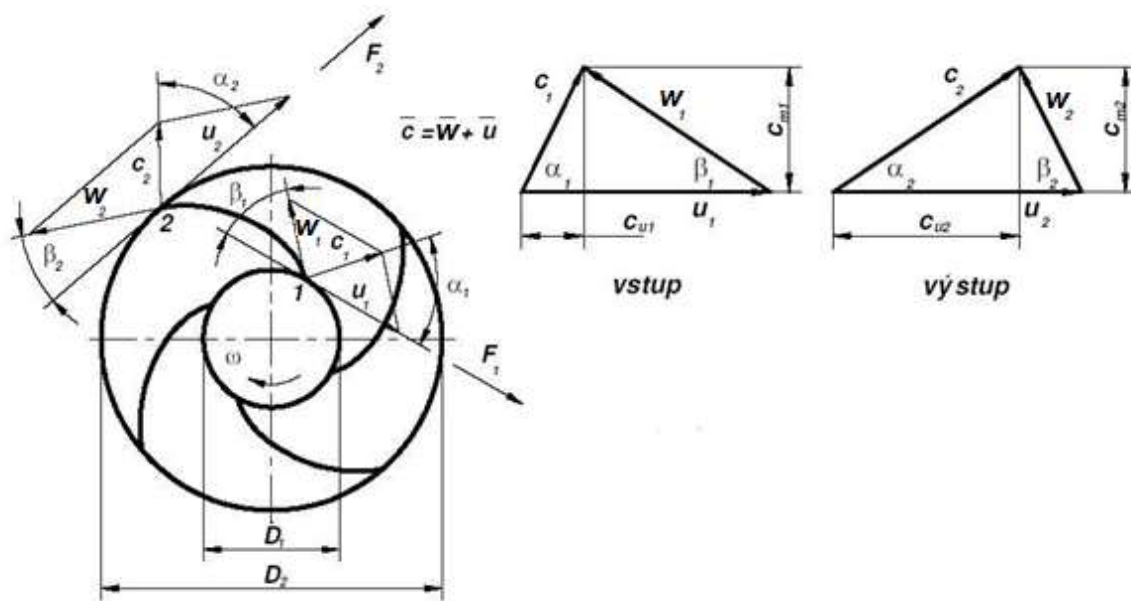
Pro jednotkové hodnoty $Q = 1$ $m^3 \cdot s^{-1}$ a dopravní výšku $H = 1$ m jsou definovány měrné objemové otáčky:

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (min^{-1}) \quad (2.3)$$

Jednotlivé vztahy jsou převoditelné následovně:

$$n_s = 1214 \cdot n_b = 3.65 \cdot n_q \quad (2.4)$$

Pro zadaný průtok, měrnou energii a otáčky lze na základě rychloběžnosti určit tvar oběžného kola, dosažitelnou účinnost i kinematické poměry v oběžném kole, reprezentované rychlostními trojúhelníky (Obr. 2.1).



Obr. 2.1 Kinematické poměry na vstupu a výstupu z oběžného kola [16]

Z kinematických poměrů vychází i odvození Eulerovy čerpadlové rovnice pro nekonečný počet lopatek a ideální kapalinu ve tvaru [31]:

$$Y_t = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (2.5)$$

kde u_1, u_2 unášivá rychlost,
 c_{u1}, c_{u2} hybná složka absolutní rychlosti.

Tato rovnice určuje rozdíl měrných energií mezi výstupním a vstupním průřezem kanálu oběžného kola. U odstředivých čerpadel se zpravidla předpokládá kolmý vstup do oběžného kola (tj. bez usměrnění kapaliny např. pomocí rozváděcího kola nebo věnce), což vede ke zjednodušení Eulerovy rovnice na tvar:

$$Y_t = u_2 \cdot c_{u2} \quad (2.6)$$

Teoretickou měrnou energii dodanou čerpadlem kapalině je však nutné dále korigovat v důsledku vlivu konečného počtu lopatek a viskozity kapaliny. Korekce pro konečný počet lopatek je popsána řadou metod, např. dle Stodoly, Weisnera, Pfleiderera, Busemana, Strýčka a dalších [25], [27], [31].

Na základě teorie hydrodynamické podobnosti lze předpokládat podobnost kinematických poměrů v oběžném kole a tedy i transformace energie. Z tohoto předpokladu pak vycházejí jednorozměrné metody návrhu meridiálního řezu a tvaru

lopatky a navazující spirály. Jednorozměrné metody předpokládají, že veličiny popisující proudění v oběžném kole se mění pouze podél střední proudnice a ve směru příčném se nemění. Dvourozměrné metody umožňují stanovit rozložení tlaku a rychlosti v rovině kanálu čerpadla. Lze také stanovit tvar těchto kanálů a difuzoru pro známé parametry Q a Y .

V návaznosti na tyto používané metody návrhu hydraulických částí čerpadla jsou rozvíjeny nové přístupy opírající se o nástroje diferenciální geometrie aplikované na Bézierovy plochy [11].

Tyto uvedené metody ale neumožňují získat podrobné informace o rychlostním a tlakovém poli v prostorách oběžného kola a spirály.

S rozvojem výpočetní techniky se otevírá cesta pro trojrozměrné metody. Tyto metody umožňují získání komplexního náhledu na podobu proudění v kanálech čerpadla a stanovení základních fyzikálních veličin popisujících proudění. Numerické modelování proudění neslouží přímo k návrhu hydraulických tvarů kanálů, lopatek nebo spirály čerpadla. Lze jej však využít pro ověření provedeného návrhu dle dříve uvedených metod a objevit tak například chyby, které sebou návrh hydraulických částí přináší, jako například oblasti zavíření či odtrhy apod. V dřívější době se numerické metody využívaly jen na modelování vybraných částí čerpadla. Výpočetní technika totiž nedovolovala řešit rozsáhlé komplexní oblasti a proudění v nich. Řešilo se tak například proudění jen v jednom kanálu oběžného kola a zbytek byl řešen podmínkou symetrie. Toto řešení samo o sobě bylo do jisté míry zjednodušené, jelikož tlak okolo výstupu z oběžného kola nebývá symetrický. S rozvojem výpočetní techniky bylo možné začít řešit proudění v celém oběžném kole či spirále odděleně a přenášet výsledky z výstupu oběžného kola na vstup do další části geometrie. Vlastní interakce mezi oběžným kolem a spirálou však v tomto případě uvažována není. Až v posledních letech je možné zabývat se řešením komplexně v celé geometrii a modelovat proudění od sacího hrdla až po výstup ze spirálního tělesa najednou [29]. Tento přístup zachycuje vlastní interakci mezi oběžným kolem a spirálou, kdy jednotlivé veličiny jako tlak, rychlosti či průtok jsou ovlivněny rotací lopatek a jejich pohybem kolem nosu spirály. V této práci jsou řešeny dva možné přístupy, které již postihují interakci jednotlivých částí čerpadla a jsou uvedeny v následujících kapitolách.

3 Zdroje informací

Mimo zdroje literatury uvedené v mé disertační práci existuje celá řada jiných zdrojů informací, přičemž ty nejrozsáhlejší, případně přímo na čerpací techniku se zaměřující, bych rád zmínil v této kapitole. Jedná se zejména o instituce vydávající periodika, která se zabývají obecně strojírenstvím, mechanikou tekutin či tuhých těles, přestupem tepla apod.

Mezi největší internetové portály s možností vyhledávání lze zahrnout např. Engineering Index (více než 4.500 publikací, knih, článků, disertačních prací atd.) a Applied Mechanics Review. Lze však podotknout, že i přes možnost počítačového vyhledávání zdrojů, je často obtížné naleznout data pro praktické využití.

Proto bych rád zmínil zejména instituce, které se zabývají technologií čerpání a čerpadly samotnými. Mezi nejvýznamnější patří tyto instituce: Fluids Engineering Division of the American Society of Mechanical Engineers (ASME), Institution of Mechanical Engineers v Anglii, Vereins Deutscher Ingenieure (VDI) v Německu, Société Hydraulique de France ve Francii, Japanese Society of Mechanical Engineers (JSME) v Japonsku a International Association for Hydraulic Research (IAHR). Každá z těchto institucí vydává vlastní periodikum zahrnující zejména technické články.

Mezi výzkumné instituce s vlastní sérií publikací lze zahrnout, Electric Power Research Institute (EPRI), Von Karman Institute (VKI) a Pfleiderer Institute.

Instituce, které vydávají mezinárodní normy a předpisy, jsou International Standards Organization (ISO), Hydraulic Institute, ASME, IAHR, American Petroleum Institute (API), a VDI.

Několik významných univerzit má specializovaná centra, která se zabývají turbostroji, pořádají např. i vlastní konference. Mezi tyto instituce lze zahrnout, Michigan State University, Pennsylvania State University, École Polytechnique Fédéral de Lausanne, Braunschweig and Karlsruhe Universities a Turbomachinery Laboratory of Texas A & M University.

Asociace výrobců čerpací techniky z několika evropských zemí je zastoupena institucí EUROPUMP, která podporuje časopis World Pumps zastoupený vydavatelstvím Elsevier v Oxfordu. Závěrem lze ještě zmínit periodika Pumps & Systems a Pumping Technology, které také obsahují mnoho praktických informací. [28]

4 Cíle práce

Cílem disertační práce je predikce parametrů jednostupňového hydrodynamického čerpadla 40-NED-250-9. Oběžné kolo tohoto čerpadla bylo upraveno dle návrhu Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana na VUT v Brně s cílem dosáhnout vyšší hodnoty tlaku při předpokládaném průtoku. To vedlo ke snížení hodnoty rychloběžnosti na $n_b = 0.0263$ (1). Pro predikci parametrů tohoto čerpadla nelze využít vztahů vycházejících z hydrodynamické podobnosti, které jsou definovány pro vyšší hodnoty rychloběžnosti. Proto je zde prostor pro využití metod numerického modelování, které umožňuje vyšetření proudění v tomto čerpadle a na základě získaných dat stanovit parametry čerpadla a sestavit jeho základní charakteristiky.

Proudění v čerpadle je modelováno pro dvě rozdílné geometrie odlišující se zejména rozsahem uvažovaných částí čerpadla. První geometrie obsahuje jen hydraulické části čerpadla, tedy vnitřní objem oběžného kola, spirály a sacího hrdla. Druhá geometrie obsahuje i prostory kolem nosného a krycího disku včetně těsnicích spár. Modelování celého vnitřního objemu čerpadla včetně těsnicích spár může sloužit pro stanovení nejenom charakteristik blízkých se výsledkům z reálného čerpadla, ale může být vhodné i pro stanovení dílčích ztrát (diskové, objemové apod.) a výsledné stanovení celkové účinnosti čerpadla. Porovnání výsledků jednotlivých geometrií je jedním z cílů této disertační práce.

Dalším předmětem srovnání je i možnost modelování dané úlohy jako stacionární či nestacionární. Tyto dva přístupy jsou značně odlišné a respektují či potlačují určité děje během simulace, což se projevuje i na dosažených výsledcích pomocí numerického modelování. Oba přístupy mají své klady i zápory a jsou porovnány dále.

Vlastnosti povrchu hydraulických částí čerpadla mohou významně ovlivnit dosahované parametry. Touto vlastností není myšlena kvalita povrchu, co se týče drsnosti ploch, které se stýkají s kapalinou, ale tzv. nesmáčivost nebo částečná smáčivost těchto ploch. Nesmáčivé povrchy se vyznačují prokluzem kapaliny na stěně, jinak řečeno, rychlost kapaliny na stěně není nulová. Predikce parametrů odstředivého čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti vybraných částí je dalším cílem této disertační práce.

5 Metodika řešení

Tato kapitola je věnována krátkému pojednání o možnostech přístupu k numerickému modelování proudění v hydrodynamickém čerpadle. Navazuje pojednání o modelovaném čerpadle a je přiblížena podoba dvou uvažovaných geometrií pro následné simulace. Výsledky z provedených simulací jsou rozděleny do jednotlivých podkapitol, přičemž před samotným představením dosavadních výsledků je krátce shrnuta teorie k vyhodnocované veličině. Po představení základních charakteristik hydrodynamického čerpadla je další část věnována zejména teorii týkající se radiální síly, působící na rotor čerpadla. Následuje představení metodiky měření radiální síly v software FLUENT a porovnání výsledků s teorií.

5.1 Numerické modelování proudění

Pomocí numerického modelování je vyšetřeno proudění v prostorech odstředivého čerpadla. Jako nástroj numerického modelování je použit software FLUENT, který umožňuje řešit proudění i v tak komplexní geometrii, jakou jsou prostory odstředivého čerpadla. Jelikož se čerpadlo skládá z několika dílčích částí, přičemž některé konají rotační pohyb a jiné jsou statické, je nutné využít některé z možných metod, které tuto skutečnost dokážou zahrnout do svého řešení. Stručné pojednání k těmto metodám je uvedeno níže.

Proudění v čerpadle je modelováno jako nestlačitelné, jednofázové, izotermní a z hlediska časové závislosti jako stacionární i nestacionární. Základní fyzikální zákony, kterými lze popsat takové proudění, popisují Navier-Stokesovy rovnice společně s rovnicí kontinuity.

V případě nestacionárního, nestlačitelného, izotermního proudění mají následující tvar [32]:

Rovnice kontinuity:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.1)$$

kde u, v, w složky rychlosti.

Navier-Stokesovy rovnice:

$$\begin{aligned}\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x \\ \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y \\ \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z\end{aligned}\quad (5.2)$$

kde u, v, w složky rychlosti,
 ρ hustota,
 ν kinematická viskozita,
 p tlak,
 $f_{x,y,z}$ složky vnějších objemových sil.

Tyto rovnice vyjadřující zákon o zachování hmotnosti, hybnosti a tvoří v obecné formě systém parciálních diferenciálních rovnic.

5.1.1 Metody řešení soustav parciálních diferenciálních rovnic

Soustavu takto definovaných parciálních diferenciálních rovnic lze dále řešit numerickými metodami. Pro podrobný popis jednotlivých metod viz [32].

Diferenční metoda

Jedná se o nejstarší známou metodu řešení parciálních diferenciálních rovnic. Spočívá v nahrazení derivací diferenčními podíly za použití Taylorova rozvoje, odvozením diferenčních rovnic a jejich řešením.

Metoda konečných objemů

Spočívá v rozdělení oblasti na diskrétní objemy dané výpočtovou sítí, bilancování neznámých veličin v individuálních konečných objemech a numerickém řešení diskretizovaných rovnic.

Metoda konečných prvků

V současnosti prosazující se systém řešení, který spočívá v násobení diferenciálních rovnic báзовými funkcemi, dělení výpočtové oblasti na trojúhelníky či čtyřúhelníky (2D) popř. čtyřstěny nebo šestistěny (3D), integraci přes konečné elementy a minimalizaci reziduálů.

Spektrální metoda

Speciální metoda určená pro periodicky se opakující děje v jednoduchých oblastech.

5.1.2 Integrace pomocí metody konečných objemů

Integrací diferenciálních rovnic dostaneme objemový integrál, který pomocí divergenčního teorému lze převést na integrál plošný. Diskretizace poté udává výsledný algebraický tvar těchto rovnic.

5.1.3 Modelování turbulentního proudění

Pro simulaci turbulentního proudění existují tři teoretické přístupy:

- DNS (Direct Numerical Simulation) – přímá numerická simulace,
- LES (Large Eddy Simulation) – metoda velkých vírů,
- RANS (Reynolds Average Navier Stokes Equation) – metoda časového středování.

Právě poslední uvedená metoda patří mezi nejpoužívanější metody používané pro statistické modely turbulence. Tato metoda je založena na Reynoldsově časovém středování bilančních rovnic. O. Reynolds konstatoval, že okamžitou hodnotu turbulence lze rozdělit na hodnotu časově středovanou a flukтуаční. Zavedením tohoto předpokladu do soustavy rovnic a užitím Reynoldsových pravidel vzniká v Navier-Stokesově rovnici nový člen. Jedná se o Reynoldsovo turbulentní napětí, které tvoří symetrický tenzor o devíti členech, z nichž nezávislých je šest. Pro Reynoldsova turbulentní napětí lze odvodit transportní rovnice, což tvoří rozsáhlý systém diferenciálních rovnic obtížně řešitelných. Tento přístup je základem Reynoldsova napěťového modelu (RSM).

Většina modelů využívá Bousinesqovy hypotézy o vírové viskozitě. Tato hypotéza zavádí analogii turbulentního napětí s Newtonovým vztahem pro smykové napětí při laminárním proudění a v literatuře [32] je uváděna následovně:

$$\tau_t = \mu_t \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (5.3)$$

Je nutné podotknout, že turbulentní viskozita není vlastností kapaliny, ale proudění. Z hlediska modelování turbulentní viskozity lze modely turbulence rozdělit do tří skupin podle počtu doplňujících diferenciálních rovnic.

- Nularovnicový model (algebraický)
- Jednorovnicový model
- Dvourovnicový model

Pro výpočet turbulentního proudění v hydrodynamickém čerpadle jsem využil jednoho z dvourovnicových modelů, který software FLUENT nabízí. Konkrétně se jedná o SST $k-\omega$ model. Tento model je obecně doporučován pro modelování proudění u rotačních strojů.

5.1.4 Standardní k - ω model

Standardní k - ω model je v programu FLUENT založen na Wilcoxově k - ω modelu, který přidává modifikace pro nízká Reynoldsova čísla, stlačitelnost a rozložení smykového napětí. Standardní k - ω model je empirický model založený na bázi transportních rovnic pro turbulentní kinetickou energii k a specifickou (poměrnou) rychlost disipace ω , která je definována dle:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (5.4)$$

Během několikaletých modifikací k - ω modelu došlo k přidání podmínek do rovnic pro k a ω , které zlepšily přesnost modelu v oblasti predikce smykového napětí.

Turbulentní kinetická energie k a specifická rychlost disipace ω jsou získány z následujících transportních rovnic [30]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \omega \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (5.6)$$

kde G_k produkce turbulentní kinetické energie v důsledku gradientu střední rychlosti,
 G_ω produkce ω ,
 Γ_k, Γ_ω efektivní difuzivita k a ω ,
 Y_k, Y_ω disipace k a ω důsledkem turbulence,
 S_k, S_ω zdrojové členy definované uživatelem.

Efektivní rozptyl pro k - ω model je dán následovně [30]:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (5.7)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (5.8)$$

kde je σ_k, σ_ω turbulentní Prandtlova čísla pro k a ω ,
 μ_t turbulentní viskozita.

Turbulentní viskozitu definuje literatura takto [30]:

$$\mu_t = \alpha^* \cdot \frac{\rho \cdot k}{\omega} \quad (5.9)$$

Koeficient α^* zahrnuje korekce pro nízká Reynoldsova čísla a je definován jako [30]:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \cdot \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t / R_k}{1 + Re_t / R_k} \right) \quad (5.10)$$

kde Re_t je dáno vztahem:

$$Re_t = \frac{\rho \cdot k}{\mu \cdot \omega} \quad (5.11)$$

kde $R_k = 6$,

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3},$$

$$\beta_i = 0,072.$$

Pro vysoká Reynoldsova čísla platí $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$.

5.1.5 Shear-Stress Transport (SST) k - ω model

Tento model slouží k efektivnímu rozložení hmoty a zpřesnění formulace k - ω modelu v blízkosti stěn, byl definován Menterem. K tomuto účelu byl k - ε model převeden na k - ω formulaci. SST k - ω model je podobný standardnímu k - ω modelu, ale obsahuje navíc upřesňující definice, jako např. začlenění nových derivačních členů do rovnice pro ω , změnu definice turbulentní viskozity vzhledem k přenosu turbulentního smykového napětí popř. funkce pro aktivaci k - ω a transformovaného k - ε modelu. Tato rozšíření zpřesňují k - ω model a umožňují jeho nasazení v širším spektru aplikací.

Transportní rovnice pro SST k - ω model [30]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (5.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \omega \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (5.13)$$

kde \tilde{G}_k modifikovaná produkce k pro k - ω SST model,

G_ω produkce ω ,

Γ_k, Γ_ω difuzivita k a ω ,

Y_k, Y_ω disipace k a ω důsledkem turbulence,

S_k, S_ω zdrojové členy definované uživatelem,

D_ω člen zahrnující vliv příčné difúze.

Turbulentní viskozita [30]:

$$\mu_t = \frac{\rho \cdot k}{\omega} \cdot \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S \cdot F_2}{\alpha_1 \cdot \omega} \right]} \quad (5.14)$$

kde je S rychlost deformace,

F_2 směřovací funkce.

5.1.6 Modelování proudění s Moving reference frame

Většina úloh, které se řeší v případě proudění či přestupu tepla, se uvažuje pro pevný souřadný systém. Existují ale aplikace, kde se určitá část zařízení pohybuje vůči druhé části. Typickým příkladem je právě hydrodynamické čerpadlo. Spirála a sací hrdlo jsou pevné části a platí pro ně pevný souřadný systém. Oběžné kolo vykonává pohyb a tím uděluje kinetickou energii kapalině. Z této podmínky rotace oběžného kola se může zdát, že tuto úlohu lze řešit jen jako nestacionární typ proudění. V software FLUENT se nabízí jiná možnost, a to řešení této aplikace jako stacionární s ohledem na zachování určitých pravidel.

Touto možností je Moving reference frame, tedy možnost uvažování pohyblivého souřadného systému pro zvolenou geometrii. Zvolením Moving reference frame dojde k doplnění pohybových rovnic dalšími podmínkami pro zrychlení, které se vyskytuje při přechodu mezi stacionární úlohou a pohyblivým souřadným systémem. Tyto doplněné rovnice pak umožňují řešení proudění kolem rotujících ploch jako časově nezávislé.

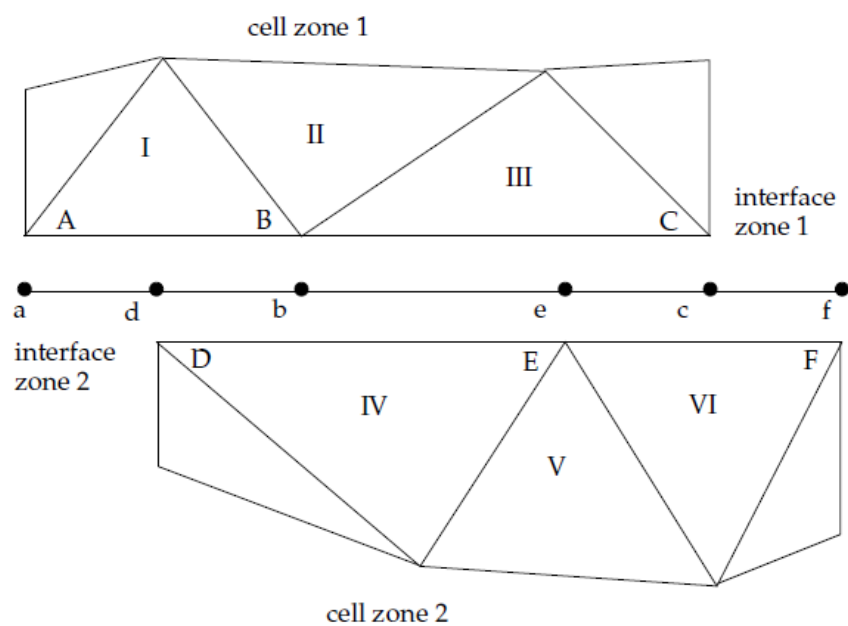
U jednoduchých případů, kdy se geometrie skládá z jedné statorové a jedné rotační části, lze využít Single reference frame. Tuto možnost ovšem nelze použít v našem případě. Řešením je rozdělení stacionárních a rotujících částí pomocí interface a následné zvolení řešení. Pro časově nezávislé řešení lze využít přístupu Multiple reference frame nebo Mixing plane. Časově závislé řešení lze řešit s využitím Sliding mesh modelu.

5.1.7 Modelování proudění s využitím přístupu Sliding mesh

Relativní pohyb stacionárních a rotujících částí v různých rotačních strojích může vyvolávat dynamické jevy, které se mění v čase. Jedná se například o tlakové pulzace způsobené pohybem rotujících lopatek kolem nosu spirály hydrodynamického čerpadla. V případě použití modelů jako Moving reference frame nebo Mixing plane, dochází k zanedbání podobných dynamických jevů, jelikož úloha je řešena jako stacionární. Nabízí se však i jiné, přesnější řešení této problematiky s využitím metody Sliding mesh neboli klouzající sítě. Sliding mesh model je jednou z nejpřesnějších metod pro nestacionární proudění, ale také jednou z nejvíce náročných na výpočetní techniku.

Nejčastěji je Sliding mesh model využíván pro nestacionární proudění, které vykazuje určitý periodický průběh. Perioda souvisí především s rychlostí pohybujících se částí. Pro výpočet je nutné během síťování určit tzv. interface, což jsou rozhraní, která tvoří přechod např. mezi stacionární a pohybující se částí modelované oblasti. Během

výpočtu se pak buňky vůči sobě posouvají s daným krokem. Pro stanovení proudění přes interface je v každém časovém kroku určen průnik buněk na rozhraní zón.



Obr. 5.1 Schéma určení průniku buněk při novém časovém kroku [30]

6 Modelované čerpadlo

Pro numerické simulace je použita geometrie jednostupňového radiálního spirálního odstředivého čerpadla s kolmým vstupem do oběžného kola, jehož rotor je uložen horizontálně. Návrhové parametry čerpadla uvádí Tab. 1.

Tab. 1 Návrhové parametry čerpadla

Návrhové parametry čerpadla			
Výtlačná výška	$H =$	80	(m)
Objemový průtok	$Q =$	7	(dm ³ ·s ⁻¹)
Otáčky rotoru	$n =$	2900	(ot·min ⁻¹)
Dopravované médium	Voda		
Součinitel rychloběžnosti	0.0263	(1)	

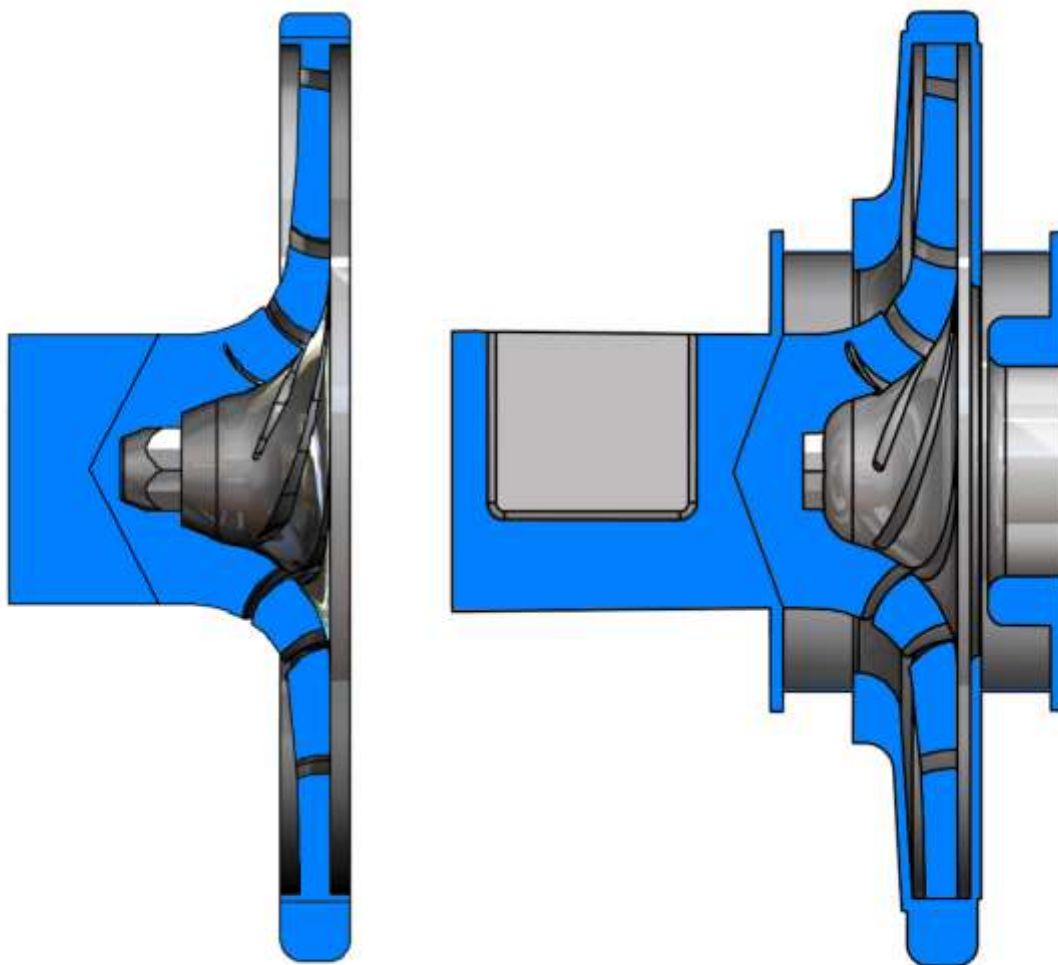
Rozměry hydraulických částí byly poskytnuty z Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana VUT v Brně. Cílem je však i modelování celého čerpadla, tedy i prostoru mezi statorem a disky oběžného kola včetně těsnicích kruhů. Podklady nutné pro vymodelování těchto prostor poskytla firma SIGMA GROUP a.s. se sídlem v Lutíně. Zmíněná výkresová dokumentace není obsahem příloh této práce z důvodu zachování duševního vlastnictví této firmy.



Obr. 6.1 Podoba modelu oběžného kola a objemu, jež vyplňuje dopravovaná kapalina

To umožňuje vzájemně porovnat dva přístupy numerického modelování daného čerpadla a následně výsledky porovnat s fyzikálním experimentem. Jedná se o přístup numerického modelování aplikovaného jen na vnitřní objem oběžného kola, spirály a

sacího hrdla a následné rozšíření modelované oblasti i na prostory kolem krycího a nosného disku oběžného kola včetně těsnicích spár. Hlavní rozdíly v geometriích, které slouží pro následné vysítování, ukazuje následující Obr. 6.2.

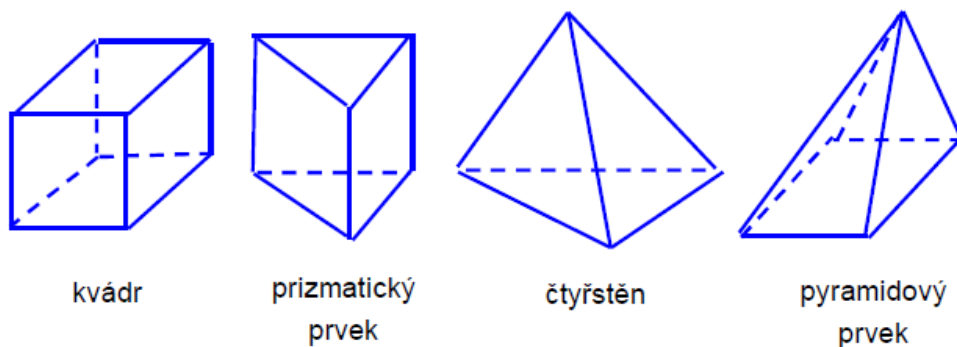


Obr. 6.2 Srovnání řezů modelem vnitřních částí čerpadla, které ukazují uvažované prostory v čerpadle

Jednodušší geometrie může poskytnout rychlejší přehled o stabilitě $Q-H$ charakteristiky a především ji lze využít pro vyšetření proudění uvnitř kanálů oběžného kola a odhalit tak například odtrhy či zavíření. Tyto zjištěné nedostatky se pak následně dají odstranit např. změnou tvaru lopatek a provést další simulaci proudění. Modelování bez prostoru kolem disků nemůže přímo sloužit pro určení komplexních parametrů čerpadla, nejsou totiž uvažovány diskové a objemové ztráty, což se projeví na dosažení vyšších výtlačných výšek čerpadla při nižším příkonu čerpadla. Modelování kompletní geometrie by mohlo tyto nedostatky odstranit a sloužit také pro určení dílčích ztrát podílejících se na celkové účinnosti čerpadla.

6.1 Výpočetní síť

Než je možné přejít k modelování proudění ve vytvořené geometrii, je nutné danou geometrii opatřit výpočetní sítí. Výpočetní síť lze chápat jako systém na sebe navazujících, nepřekrývajících se elementů, které vyplňují výpočtovou oblast. Tyto elementy mohou být dvourozměrné (2D) v případě dvojdimenzionální výpočtové oblasti nebo třírozměrné (3D) v třídimenzionální oblasti. Nejběžnější typy 3D elementů používaných pro vyplnění výpočtové oblasti ukazuje Obr. 6.3.



Obr. 6.3 Nejběžnější tvary 3D elementů výpočtové sítě [32]

Původně byla metoda konečných objemů založena na elementech tvaru obdélníků a křivočarých čtyřúhelníků ve 2D, z kvádrů a obecných šestistěnů ve 3D. Takto vytvořené sítě se nazývají strukturované sítě. U těchto sítí je pravidlem, že hranice prvku musí sousedit s jedinou hranicí sousedního elementu (nelze tedy libovolně zhušťovat síť). Výsledná výpočtová oblast je pak kvádr nebo obdélník. V současnosti se více využívá tzv. nestrukturovaných sítí.

Samotný matematický model je pouze pasivním nástrojem, jelikož nabývá svého smyslu až při aplikaci na konkrétní výpočtovou oblast opatřenou výpočetní sítí.

Co se týče výpočetní sítě a matematického modelu, platí zde několik zásad:

- výpočet je o to náročnější (tzn. pomalejší), čím více rovnic je zahrnuto v matematickém modelu,
- výpočet je o to náročnější, čím více buněk je ve výpočtové oblasti,
- výpočet je o to náročnější, čím méně je kvalitní síť ve výpočtové oblasti.

Zejména počet buněk je jedním z hlavních limitujících faktorů současného matematického modelování. Počty buněk mohou dosahovat řádu milionů, či desítek milionů, což už není zanedbatelné číslo. V každé buňce je během výpočtu počítáno mnoho různých veličin, z toho důvodu by mělo být cílem řešitele s ohledem na potřebný strojový čas, nutný k vyřešení dané problematiky, redukovat počet buněk na minimum. Avšak

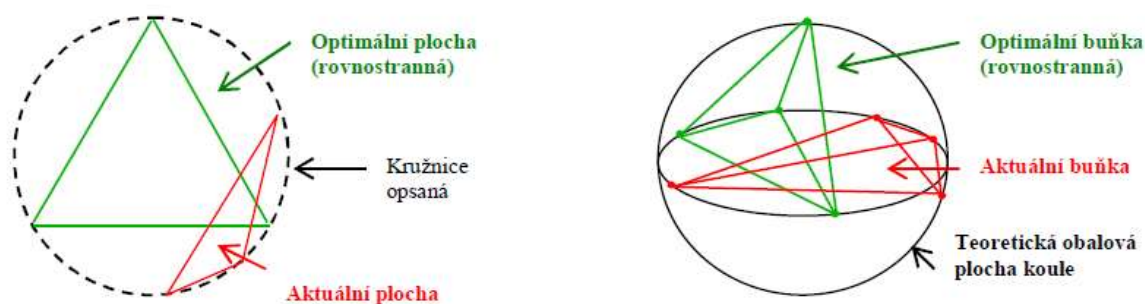
redukce počtu buněk by neměla být prováděna na úkor kvality výpočetní sítě. Kvalitní síť lze charakterizovat jako takovou síť, která se skládá z na sebe navazujících, geometricky pravidelných, přibližně stejných a pravidelně po celé výpočetní oblasti rozložených elementů (neboli buněk). Velikost těchto buněk by měla být volena přiměřeně k modelovanému fyzikálnímu ději tak, aby bylo možné zachytit např. turbulentní vírové struktury apod.

V praxi však většinou všech těchto podmínek dosáhnout nelze. Jedním z nástrojů, jak dosáhnout dobré kvality sítě s rozumným počtem buněk, je tzv. zhušťování sítě. Místa výpočetní sítě, která jsou z hlediska proudění či sdílení tepla stěžejní, jsou opatřena jemnější sítí, přičemž ostatní místa, jsou opatřena sítí hrubší. Zvláštním případem zhuštění buněk jsou mezní vrstvy v blízkosti vybraných stěn. Tyto mezní vrstvy mají za úkol zachytit velké změny fyzikálních veličin u stěny. Obecně by mělo být zhušťování buněk plynulé, aby nedocházelo k velkým skokům ve velikosti sousedních buněk, což by mohlo vést k horší konvergenci či horšímu výsledku provedeného výpočtu.

Kvalitu sítě lze posuzovat dle těchto kritérií:

- velikost buněk (s ohledem např. na modelovaný děj),
- vhodnost uspořádání buněk v prostoru,
- kvalita buněk (nesouměrnost – skewness, poměr hran (ploch) prvků – Aspect ratio, atd.).

Nejvýznamnějším kritériem pro posouzení kvality jednotlivých buněk je jejich nesouměrnost. Toto kritérium posuzuje, nakolik se tvar dané buňky přibližuje ideálnímu geometrickému tvaru v souladu s odpovídajícím schématem sítě. Jakákoli deformace dané buňky ovlivňuje její míru kvality. Pro posouzení kvality buňky slouží bezrozměrný rozsah hodnot od 0–1, kde 0 znamená nejlepší výsledek a 1 naopak nejhorší výsledek. Tato hodnota se nazývá míra zkosení buňky, neboli v anglickém překladu termínu skewness.



Obr. 6.4 Princip posouzení kvality buňky ve 2D a 3D geometrii [32]

Výpočet míry kvality dané buňky ve 2D se pak určí ze vztahu:

$$skewness\ measure = \frac{S_{optimal} - S_{real}}{S_{optimal}} \quad (6.1)$$

kde je $S_{optimal}$ optimální plocha buňky (m²),
 S_{real} skutečná plocha buňky (m²),
 $skewness\ measure$ míra deformace buňky (1).

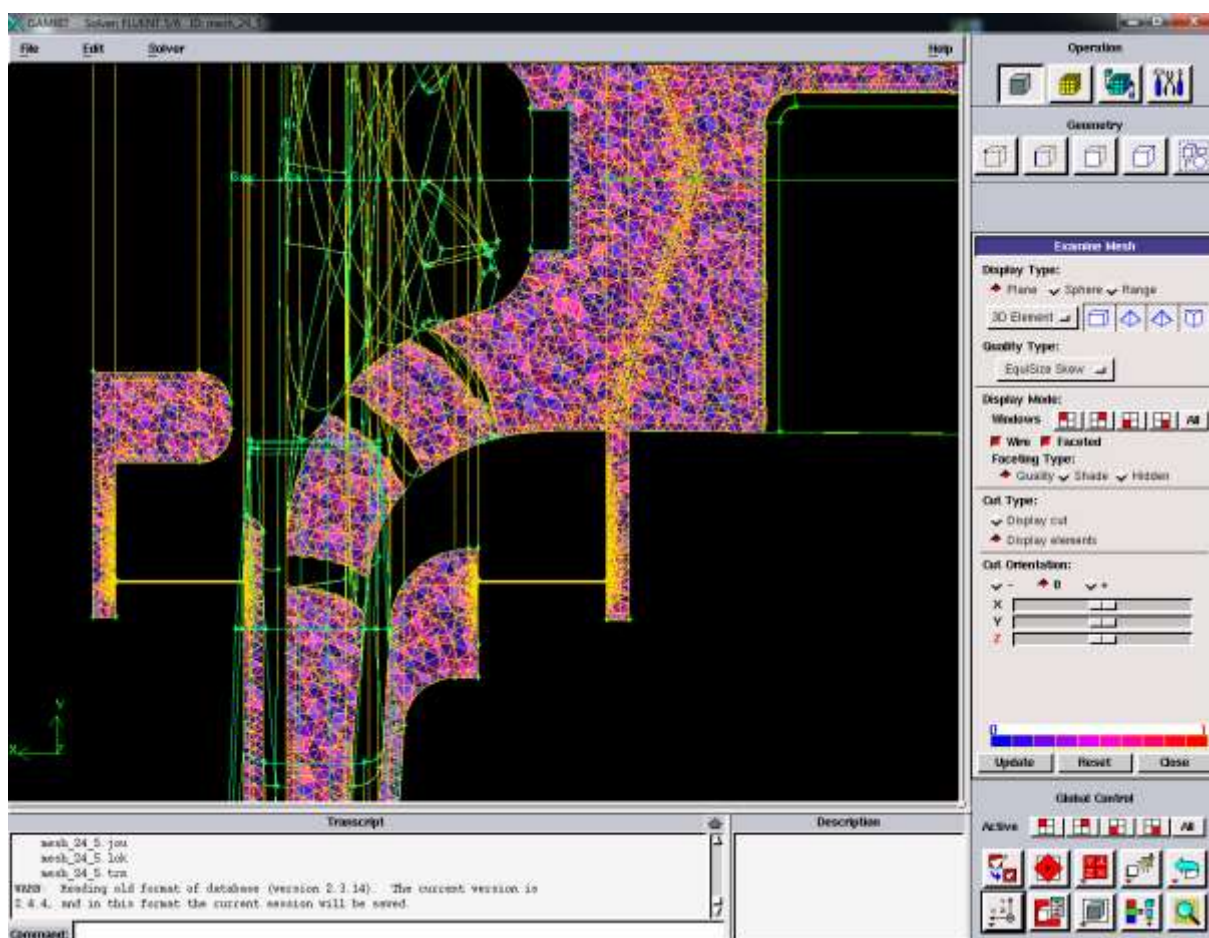
Výpočet pro 3D buňky je analogický, pouze hodnotícím kritériem je objem buňky. Hodnota míry deformace buňky by neměla přesáhnout hodnotu 0.85 pro 2D buňku, a hodnotu 0.9 pro 3D buňku. Pokud ano, měla by se výpočetní síť upravit, aby nedošlo k ohrožení realizace výpočtu samotného nebo aby nebyla ovlivněna přesnost výpočtu.

Sítování geometrie modelovaného čerpadla sebou přináší řadu úskalí. Jedná se o poměrně složitou geometrii s řadou prostorově zakřivených ploch. Kanály oběžného kola jsou u vstupu poměrně úzké, přičemž směrem k výstupu se rozšiřují. Spirála je tvořena tažením profilů, přičemž tvary profilů se po obvodu mění. Tyto jmenované a řada dalších vlastností této geometrie vede na vytvoření nestrukturované sítě. U geometrie včetně statorových částí a těsnicích kruhů je situace ještě složitější. Mezera mezi těsnicími kruhy je cca. 0.2 mm, přičemž pro srovnání, průměr oběžného kola na výstupu je $D_2 = 244$ mm. To sebou přináší další problém, a to dodržení přijatelného poměru růstu elementů sítě od těsnicího kruhu směrem do prostoru statorových částí při zachování rozumného počtu buněk konečné výpočetní sítě. Obě geometrie byly vysítovány v software GAMBIT, přičemž u geometrie bez statorových částí byly vytvořeny mezní vrstvy u lopatek oběžného kola a kolem stěn spirály. U geometrie včetně statorových částí nebylo využito této možnosti sítování u vybraných stěn, jelikož by počet buněk přesáhl přijatelnou hranici vzhledem k dostupné výpočetní technice. Vyhodnocení kvality výpočetní sítě pro geometrii včetně statorových částí ukazuje Obr. 6.5. Barva jednotlivých buněk značí dle stupnice (Obr. 6.6) kvalitu jednotlivých buněk výpočetní sítě, dle kritérií, která byla uvedena výše.

Konečný počet buněk v dané geometrii čerpadla uvádí následující tabulka.

Tab. 2 Parametry výpočetních sítí

Parametry vytvořených výpočetních sítí			
Geometrie	buněk	ploch	uzlů
Bez statoru	1688662	3944865	607777
Se statorem	4372347	9668536	1252600



Obr. 6.5 Posouzení kvality buněk v geometrii modelovaného čerpadla



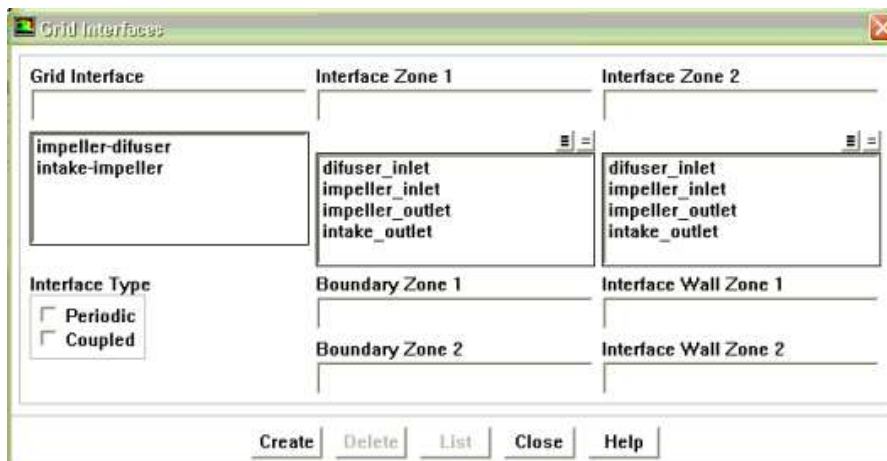
Obr. 6.6 Barevná stupnice značí kvalitu buněk výpočetní sítě (0 – nejkratnější buňky; 1 – nejdelší buňky)

V programu GAMBIT jsem dále přiřadil jednotlivým objemům příslušný název. Důležité je pro definici okrajových podmínek vhodně značit jednotlivé plochy, či skupiny vybraných ploch. Z toho důvodu je dobré věnovat značení těchto ploch náležitou pozornost, jelikož správné označení velmi usnadňuje práci a orientaci s danou geometrií při nastavení okrajových podmínek, či při vyhodnocení výsledků numerického modelování proudění.

Práce na tvorbě výpočetní sítě končí exportem vytvořené sítě do formátu odpovídajícího pro načtení do software FLUENT, tedy export do souboru s příponou *.msh. Dalším krokem je již načtení vytvořené sítě v software FLUENT, ověření měřítka geometrie (Scale) a následná volba matematického modelu, definice okrajových podmínek a parametrů řešení, o čemž pojednává další kapitola.

6.2 Definice okrajových podmínek a nastavení parametrů řešení

Pro numerickou simulaci je nutné definovat okrajové podmínky. Jedná se o nastavení podmínek pro vstup a výstup z geometrie včetně nastavení parametrů jednotlivých stěn (nastavení úloh pro geometrii bez statoru a se státorem je obsahem příloh A 2.1 a A2.2). V případě modelovaného čerpadla, které se skládá z několika rotujících a statických částí, je zapotřebí nastavit i příslušná „Interface“, neboli rozhraní mezi jednotlivými částmi čerpadla.



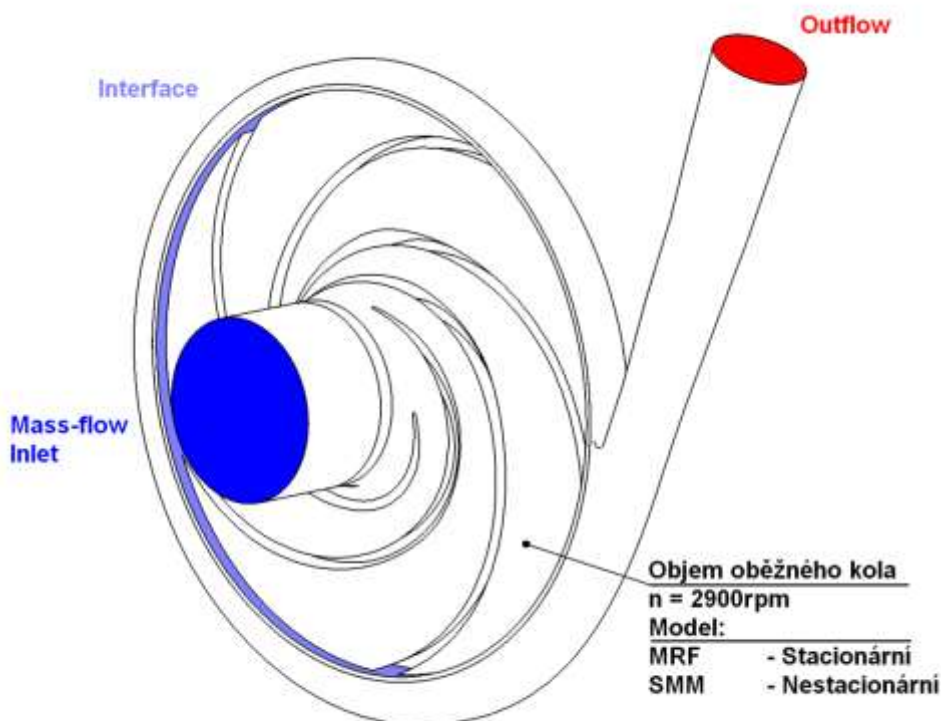
Obr. 6.7 Definice příslušných rozhraní mezi jednotlivými objemy

V objemu, který koná rotační pohyb, tedy oběžné kolo, musí být nastaven přístup k zahrnutí podmínky rotace do pohybových rovnic. Pro modelované čerpadlo v případě stacionárních simulací je volen „Multiple reference frame“ a pro nestacionární simulace „Sliding mesh“ model. Tyto přístupy jsou stručně popsány v kapitole 5.1.6 a 5.1.7.

Volba okrajových podmínek pro geometrii včetně statorových částí je náročnější. Geometrie bez statoru je složena ze tří samostatných objemů, zatímco geometrie včetně statorových částí je složena z šesti samostatných objemů. To vyžaduje zejména přehledné značení jak samotných rozhraní mezi těmito objemy, tak i vhodné značení stěn, jelikož je nutné některé stěny nastavit jako statické, zatímco jiné rotují.

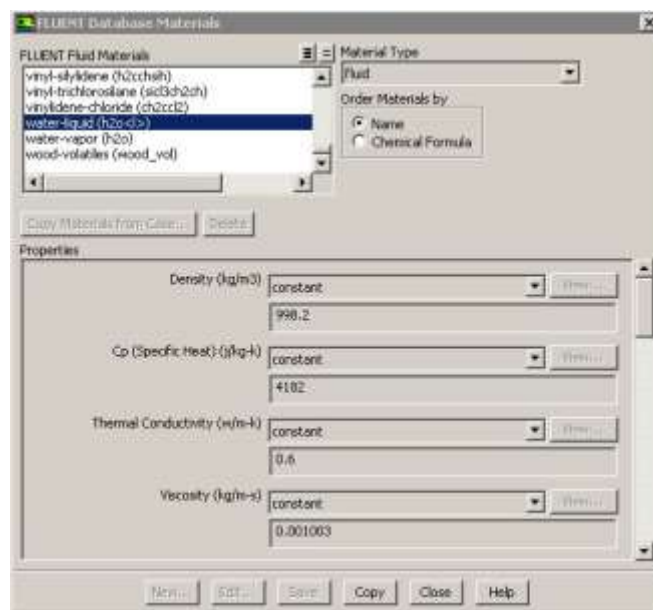
Okrajové podmínky vstupu a výstupu nabízejí určitý počet kombinací. Pro stacionární úlohy lze využít například kombinace hmotnostního průtoku na vstupu a tlaku na výstupu z čerpadla. Avšak pro nestacionární typy úloh se nejvíce osvědčila kombinace okrajových podmínek, kdy na vstup je zadán již zmíněný hmotnostní průtok (Mass-flow inlet) a na výstupu je zadána okrajová podmínka Outflow. Tato volba má své opodstatnění v tom, že nestacionární úlohy zachycují i interakci oběžného kola a spirály, kdy vlivem pohybu lopatek oběžného kola kolem nosu spirály dochází k pulsacím tlaku. Tyto pulsace

by byly při uvažování okrajové podmínky tlaku na výstupu z geometrie čerpadla potlačeny, případně by se pulsace tlaku přenesly ke vstupu do geometrie. Možnou volbu okrajových podmínek pro geometrii bez statoru ukazuje Obr. 6.8.



Obr. 6.8 Znáznornění volených okrajových podmínek pro modelované čerpadlo

Mezi okrajové podmínky lze z mého pohledu zařadit i volbu média, které bude v čerpadle proudit. V mém případě, kde nebude uvažována kavitace, se jedná o jednofázové proudění. Dopravovanou kapalinou je voda, jejíž fyzikální vlastnosti jsou součástí databáze software FLUENT. Vzhledem k dosahovaným tlakům v čerpadle je tato kapalina uvažována jako nestlačitelná, neboli hustota vody je uvažována jako konstanta. Fyzikální vlastnosti dopravované vody ukazuje následující obrázek (Obr. 6.9).



Obr. 6.9 Fyzikální vlastnosti vody

Tím jsou ve stručnosti nastíněny volené okrajové podmínky pro modelované čerpadlo. Dále je nutné zvolit matematický model pro popis proudění. Vzhledem k turbulentnímu charakteru proudění byl zvolen turbulentní model $k-\omega$ SST, o kterém pojednává kap. 5.1.5. Tento model je obecně doporučován pro numerické modelování proudění u rotačních strojů. Testován byl i turbulentní model $k-\varepsilon$, který se neosvědčil, jelikož u nosu spirály vznikaly velké lokální gradienty tlaku a výsledky tím pádem neodpovídaly realitě.

Při simulacích proudění u geometrie bez statorových částí byl zvolen řešič single precision. S tímto nastavením jsem se u geometrie se statorem setkal s problémy. V mezeře mezi těsnicími kruhy vznikaly lokální extrémy tlaku. Tyto problémy s konvergencí daných úloh vyřešilo až nastavení řešiče na double precision.

Úlohy obecně byly řešeny dvěma přístupy, a to jako stacionární a nestacionární. U nestacionárního řešení je nutné zadat časový krok řešení. Ten byl zadán jako konstantní veličina o hodnotě $\Delta t = 0.0001$ s. Časový krok byl stanoven v závislosti na otáčkách a počtu časových kroků za jednu otáčku. Zvolenému časovému kroku odpovídá přibližně dvě stě časových kroků na jednu otáčku rotoru. Tím je přibližně popsáno nastavení řešiče a okrajových podmínek, další kapitoly se věnují konkrétním výsledkům z numerického modelování.

6.3 Q - H charakteristika čerpadla

Specifická energie čerpadla Y a dopravní výška H

Specifická energie je definována jako množství energie předané čerpadlem na jednotku hmotnosti dopravované kapaliny. Je tedy rovna přírůstku specifické energie mezi průřezem nasávacího hrdla čerpadla a průřezem výtlačného hrdla.

Jmenovitá specifická energie Y_n je vázaná na jmenovitý průtok Q_n při jmenovitých otáčkách n_n a na dané fyzikální vlastnosti dopravované kapaliny jako je její hustota a viskozita.

Pokud bychom vztáhli specifickou energii na jednotku tíhy, dostaneme tzv. dopravní výšku čerpadla. Vztah mezi dopravní výškou a specifickou energií čerpadla je tedy dán následovně:

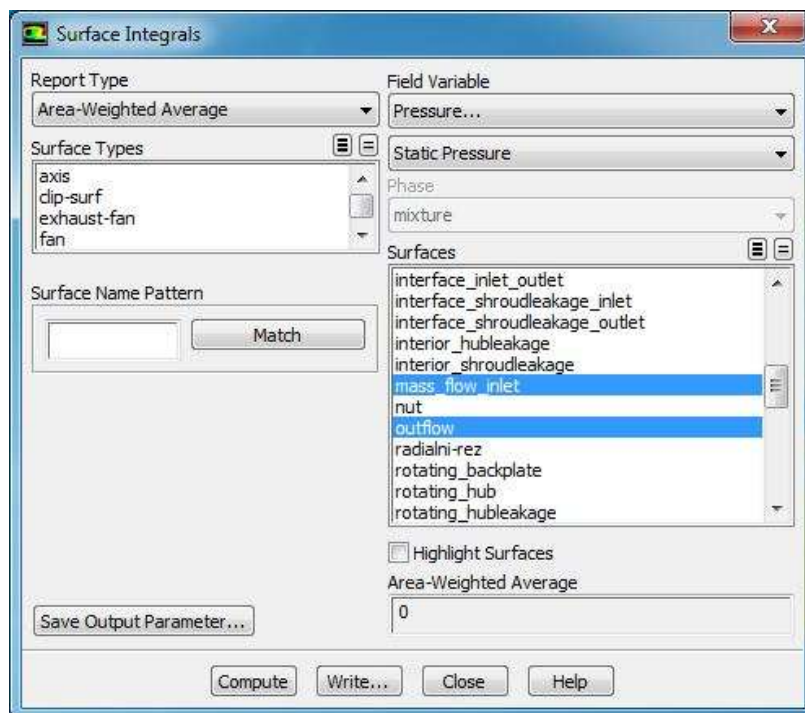
$$Y = g \cdot H \quad (6.2)$$

Měřit specifickou energii přímo je v praxi obtížné. Z tohoto důvodu se určuje nepřímou prostřednictvím měření průměrné hodnoty tlaku ve vstupním a výstupním charakteristickém průřezu:

$$Y = Y_v - Y_s = \frac{p_v}{\rho} + \frac{v_v^2}{2} + g \cdot y_2 - \left(\frac{p_s}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + g \cdot y_1 \right) \quad (6.3)$$

Polohovou energii gy_1 a gy_2 vztahujeme k osám manometrů. Kinetická specifická energie se v místě vyústění potrubí většinou započítává do místních ztrát, protože se v zařízení nevyužije (většinou se přetvoří na vířivé proudění v nádržích).

V numerickém experimentu u stacionárního typu úloh je dopravní výška vyhodnocena z průměrné hodnoty statického tlaku na vstupní a výstupní ploše z geometrie. Střední hodnota je stanovena přímo v software FLUENT pomocí plošného integrálu a určení střední hodnoty požadované veličiny na vybraných plochách, jak ukazuje Obr. 6.10. Z okrajové podmínky průtoku je stanovena energie kinetická. V numerických simulacích není uvažováno tíhové zrychlení, z toho důvodu není tedy ani nutné uvažovat změnu polohové energie vzhledem k převýšení mezi osou rotoru a výtlačným hrdlem.



Obr. 6.10 Vyhodnocení střední hodnoty statického tlaku pomocí plošného integrálu

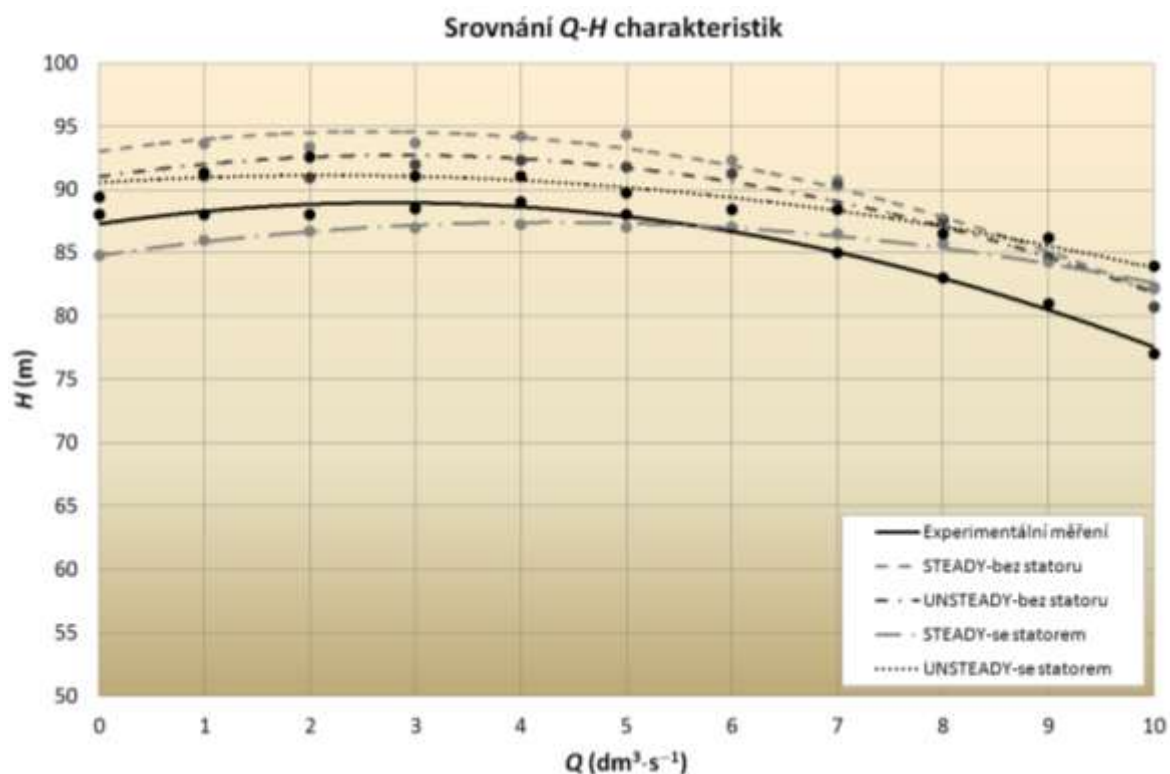
Tím lze stanovit dopravní výšku čerpadla dle vztahu:

$$H = \frac{p_v - p_s}{\rho \cdot g} + \frac{v_v^2 - v_s^2}{2 \cdot g} \quad (6.4)$$

U nestacionárního typu úlohy je postup stanovení dopravní výšky odlišný. Výpočet probíhá v čase a v každém kroku dojde k pootočení oběžného kola vůči statoru a tím i ke změně tlaku. Tato interakce statoru a rotoru vyvolává tlakové pulsace, které oscilují kolem určité ustálené hodnoty, přičemž frekvence pulsací je rovna frekvenci lopatkové. Pro vyhodnocení slouží soubor dat naměřených průměrných hodnot statického tlaku pomocí plošného integrálu na vstupu a výstupu z geometrie a následné určení střední hodnoty pomocí statistických metod. Pro nestacionární výpočet lze rovnici (6.4) upravit na tvar:

$$H = \frac{\sum_{i=1}^N (p_{vi} - p_{si})}{N \cdot \rho \cdot g} + \frac{v_v^2 - v_s^2}{2 \cdot g} \quad (6.5)$$

Srovnání výsledků z numerického modelování a fyzikálního experimentu ukazuje Obr. 6.11.



Obr. 6.11 Srovnání Q - H charakteristiky čerpadla stanovené numerickým modelováním s fyzikálním experimentem

Při srovnání vypočtených charakteristik s naměřenými hodnotami (příloha A 1.1) podává lepší výsledky geometrie se statorem. Výsledky ze stacionární simulace se statorem se shodují s měřením v oblasti návrhového bodu, zejména v rozsahu $Q = 5\text{--}7 \text{ dm}^3\cdot\text{s}^{-1}$. Průběh charakteristiky je však plošší vzhledem k naměřené charakteristice.

Celkově se jeví charakteristika sestavená z výsledků nestacionárních simulací na geometrii se statorem jako nejbližší výsledkům z experimentu co se týče průběhu charakteristiky a stanovených parametrů. Odchylka od naměřených hodnot se pohybuje od 1.6 do 9%, přičemž střední hodnota odchylky je 3.9%. Co se týče výsledků pro geometrii bez satoru, je zřejmé, že tyto výsledky vykazují vyšší dosažené parametry, což je dáno tím, že nejsou uvažovány satorové části, z tohoto důvodu jsou ztráty v této geometrii nižší.

6.4 Q - P charakteristika čerpadla

Dalším parametrem čerpadla je příkon P . Příkon čerpadla je dán následovně:

$$P = M \cdot \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{60} \quad (6.6)$$

kde je M krouticí moment na rotoru čerpadla (N·m),

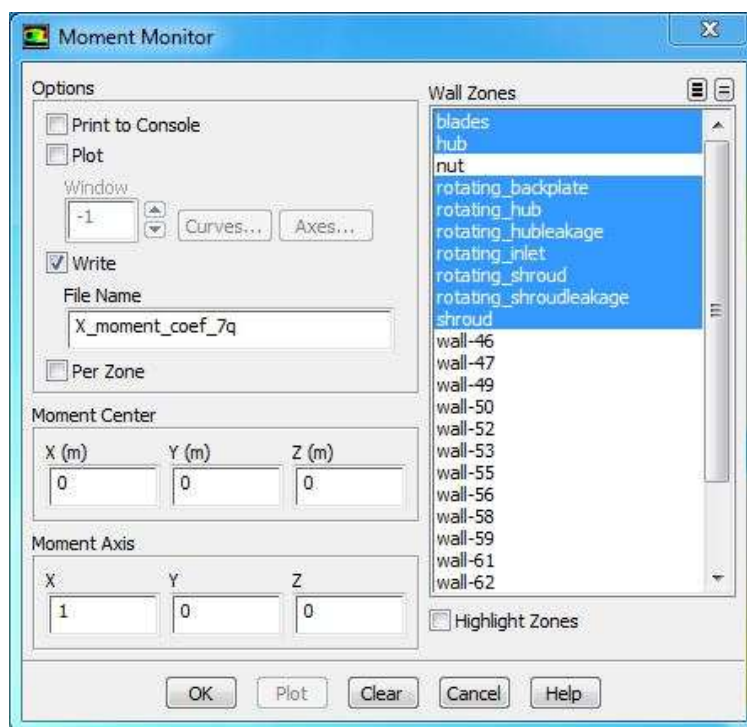
ω úhlová rychlost rotoru $\left(\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)$,

n počet otáček rotoru (min^{-1}).

Lze samozřejmě opět definovat jmenovitý příkon čerpadla P_n při jmenovitých otáčkách rotoru:

$$P_n = M \cdot \omega_n \quad (6.7)$$

V případě numerického modelování jsem stanovil příkon vyhodnocením krouticího momentu a následným výpočtem příkonu dle (6.6). Pro stacionární typ úloh lze po zkonvergování úlohy stanovit krouticí moment z nabídky „Results\Forces“. U nestacionárního typu úloh je nutné opět monitorovat průběh krouticího momentu v závislosti na čase. Krouticí moment je měřen pomocí Moment Coefficient, a hodnota tohoto koeficientu je zapsána v každém časovém kroku pro vybrané plochy čerpadla a danou osu rotace, jak ukazuje Obr. 6.12.



Obr. 6.12 Definice záznamu momentu pomocí Moment monitor v software FLUENT

Takto naměřené hodnoty Moment coefficient je nutné přepočítat na hodnotu krouticího momentu dle:

$$M_i = C_{Mi} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \cdot l \quad (6.8)$$

Kde je C_{Mi} Moment coefficient,

ρ referenční hustota,

S referenční plocha,

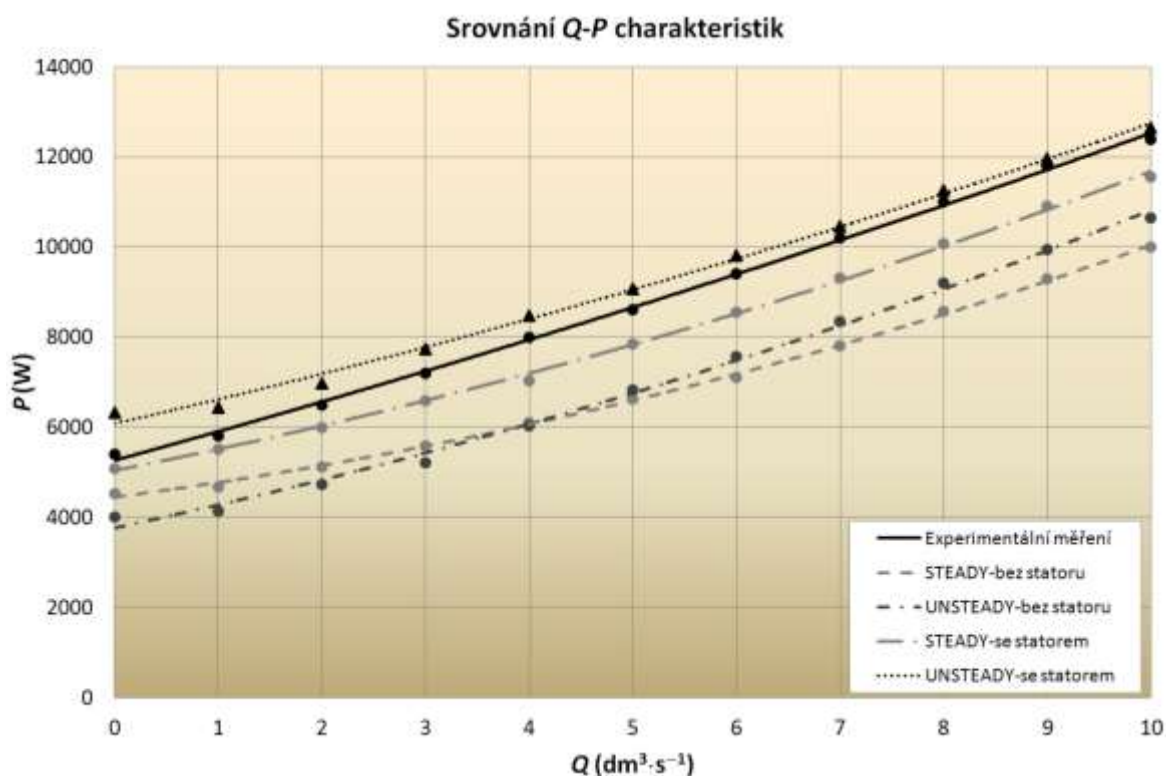
v^2 referenční rychlost,

l referenční délka.

Tím je určen výsledný moment na rotor čerpadla v každém časovém kroku a dle (6.11) je možné stanovit příkon čerpadla.

$$P = \frac{\sum_{i=1}^N M_i}{N} \cdot \omega \quad (6.9)$$

Srovnání charakteristik z fyzikálního experimentu (příloha A 1.1) a numerického modelování je provedeno na následujícím obrázku (Obr. 6.13):



Obr. 6.13 Srovnání Q - P charakteristiky čerpadla stanovené numerickým modelováním s fyzikálním experimentem

Srovnání příkonu stanoveného z měření a z numerického experimentu dobře ilustruje zejména rozdíl mezi jednotlivými uvažovanými geometriemi. Geometrie bez statoru nezahrnuje disky oběžného kola a prostory kolem nich, které jsou zaplněné dopravovanou kapalinou, a ta se stýká s vnějšími rotujícími plochami disků. Tím vzniká další momentová zátěž, která se projeví vyšší hodnotou příkonu. Tato část ztrát se nazývá diskové ztráty a jsou zahrnuty do mechanické účinnosti čerpadla. Nejlepší výsledky v porovnání s naměřenými hodnotami poskytuje charakteristika sestavená z hodnot obdržných z geometrie se statorem pro nestacionární způsob simulace. V oblasti nulového průtoku sice dosahuje odchylky 17%, avšak v oblasti návrhového bodu se odchylka pohybuje kolem hodnoty pod 3%. Celková střední odchylka činí 6.14%, pokud by do vyhodnocení nebyla započítána hodnota pro nulovou hodnotu průtoku, je střední hodnota odchylky rovna 5.02%. Jak bylo uvedeno na začátku odstavce, geometrie bez statoru zanedbává diskové ztráty, z toho důvodu jsou stanovené hodnoty příkonu nižší a není tedy korektní je přímo srovnávat s provedeným experimentem.

6.5 Q - P_h charakteristika čerpadla

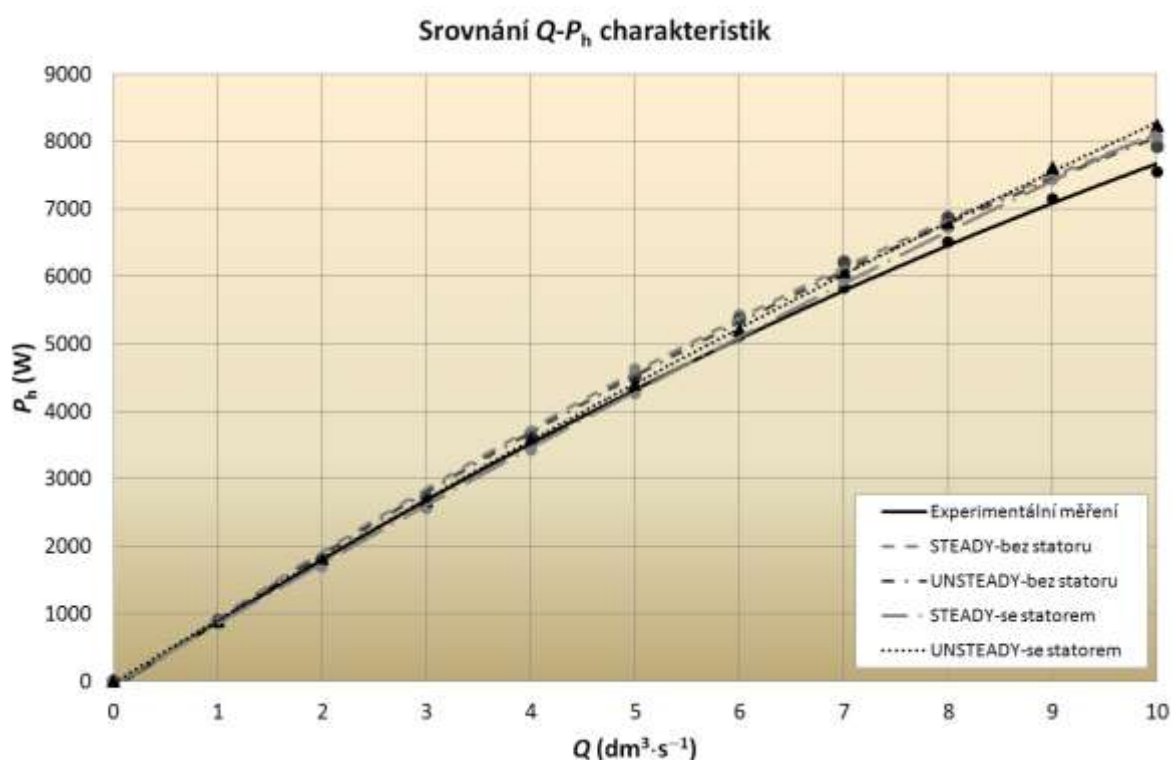
Hydraulický výkon čerpadla P_h lze popsat jako výkon odevzdaný čerpadlem kapalině a je využitelný ve výtlačném hrdle čerpadla. Lze jej nazvat také jako užitečný výkon čerpadla a je dán následným vztahem:

$$P_h = \rho \cdot Q \cdot Y = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (6.10)$$

Podobně jako u předchozích parametrů čerpadla lze definovat opět jmenovitý hydraulický výkon čerpadla platný pro jmenovitý průtok Q_n :

$$P_{hn} = \rho \cdot Q_n \cdot Y_n = \rho \cdot g \cdot Q_n \cdot H_n \quad (6.11)$$

Takto stanovené charakteristiky srovnává pro fyzikální a numerický experiment Obr. 6.14.



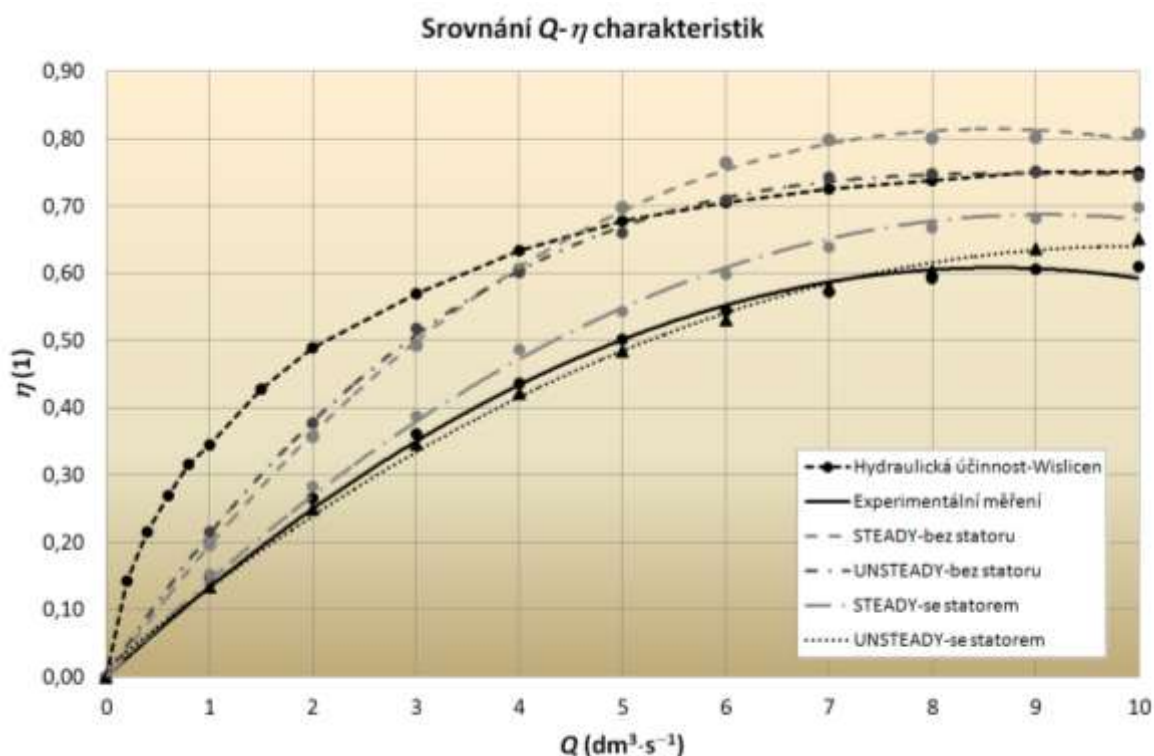
Obr. 6.14 Srovnání Q - P_h charakteristiky čerpadla stanovené numerickým modelováním s fyzikálním experimentem

Hydraulický výkon lze stanovit numerickým modelováním poměrně přesně. Je vidět, že na hydraulickém výkonu se tolik neprojeví odlišnost obou uvažovaných geometrií čerpadla. Avšak geometrie včetně statoru opět podává lepší výsledky, což se dá ovšem očekávat, jelikož hydraulický výkon přímo závisí na dopravní výšce.

6.6 Q - η charakteristika čerpadla

Účinnost čerpadla η udává poměr mezi příkonem a výkonem čerpadla. Svého maxima by měla účinnost dosahovat při jmenovitém průtoku, tedy průtoku, při kterém by mělo čerpadlo po dobu svého provozu většinu času pracovat. Účinnost lze tedy vyjádřit následovně:

$$\eta = \frac{P_h}{P} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{M \cdot \omega} \quad (6.12)$$



Obr. 6.15 Srovnání Q - η charakteristiky čerpadla stanovené numerickým modelováním s fyzikálním experimentem

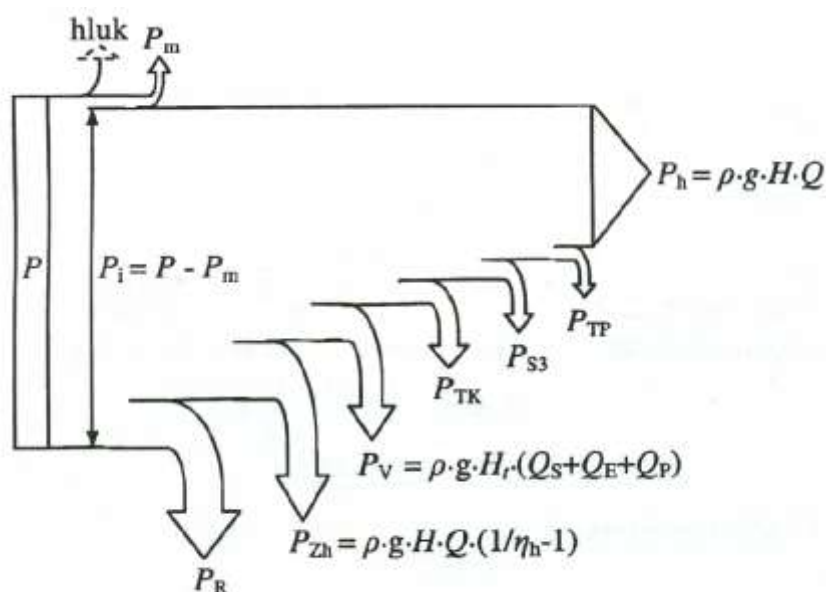
Srovnání výsledků celkové účinnosti potvrzuje, že geometrie se statorem podává komplexní náhled na parametry daného čerpadla. Výsledky z numerického modelování se blíží výsledkům z experimentu (příloha A 1.1). Rozdíl ve výsledcích mezi jednotlivými geometriemi je dán zejména tím, že každá z geometrií je schopna do výsledků zahrnout či nezahrnout ztráty vznikající při chodu čerpadla. Tyto ztráty lze pro geometrii se statorem stanovit včetně vyjádření dalších ztrát vzniklých při transformaci energie.

Ztráty vzniklé při transformaci mechanické energie přivedené na rotor čerpadla na energii hydraulickou, lze vyjádřit v ustáleném stavu ztrátovým výkonem:

$$\sum P_z = P - P_h \quad (6.13)$$

Tento ztrátový výkon se v čerpadle přemění disipací na teplo. Kromě hlavních hydraulických ztrát vzniklých při transformaci energie mechanické na energii hydraulickou vznikají v čerpadle i ztráty vedlejší, tyto ztráty většinou vznikají mimo pracovní prostor čerpadla.

Bilance výkonových toků a ztrátových výkonů v čerpadle ukazuje následující obrázek (Obr. 6.16):



Obr. 6.16 Bilance výkonových toků v čerpadle

P_m – **mechanické ztráty**, jedná se o ztráty v ložiskách a hřídelových ucpávkách. Tyto ztráty zpravidla nevedou k ohřevu kapaliny a označují se za ztráty vnější.

P_v – **objemové ztráty**, vznikají následkem průsaků, které jsou dopravovány oběžným kolem. Lze do nich zařadit průtok těsnicím kruhem Q_s , který cirkuluje mezi výtlakem a sáním oběžného kola čerpadla, případně únik kapaliny odlehčovacím zařízením na vyrovnávání axiálního tahu rotoru. Průsaky Q_e představují objemové ztráty v odlehčovacích otvorech v nosném kotouči u jednostupňových čerpadel, případně i u vícestupňových, které mají samostatné odlehčování každého stupně. Do průsaků Q_e lze zahrnout i ztráty v odlehčovacích pístech či kotoučích. Ztrátové průtoky Q_p zahrnují zejména průtoky sloužící pro pomocné účely, jako napájení hydrostatických ložisek, výplach, chlazení. Pro dopravu všech těchto objemových ztrát je nutné přivést výkon P_v dán vztahem:

$$P_v = \rho \cdot g \cdot H_t \cdot (Q_s + Q_e + Q_p) = \rho \cdot Y_t \cdot (Q_s + Q_e + Q_p) \quad (6.14)$$

kde je

$$Y_t = \frac{Y}{\eta_h} \quad (6.15)$$

Y_t je teoretická měrná energie kapaliny na výstupu oběžného kola. Objemové ztráty je možné také vyjádřit objemovou (volumetrickou) účinností:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_s + Q_e + Q_p} = \frac{1}{1 + \frac{Q_s}{Q} + \frac{Q_e}{Q} + \frac{Q_p}{Q}} \quad (6.16)$$

P_{TK} – třecí ztráty oběžného kola, tyto ztráty vznikají na vnější straně nosného a krycího disku, které rotují v kapalině mezi oběžným kolem a statorem čerpadla.

P_{TP} – třecí ztráty, podobné třecí ztráty, které vznikají na dílech vyrovnávacího zařízení axiálního tahu rotoru.

P_{S3} – ztráty škrcením, tyto ztráty vznikají u vícestupňových čerpadel, jako průsaky ve spárách mezi sousedními stupni. Tyto objemové ztráty, ale neprocházejí oběžným kolem a nespotřebovávají tak plný výkon. Tyto ztráty se započítává jen 40% ztráty počítané u objemových ztrát P_v .

P_{Zh} – hydraulické ztráty následkem tření a vírů, ve všech částech čerpadla mezi sacím a výtlačným hrdlem se označují jako hydraulická účinnost η_h . Ztrátový výkon je pak dán jako:

$$P_{Zh} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \left(\frac{1}{\eta_h} - 1 \right) \quad (6.17)$$

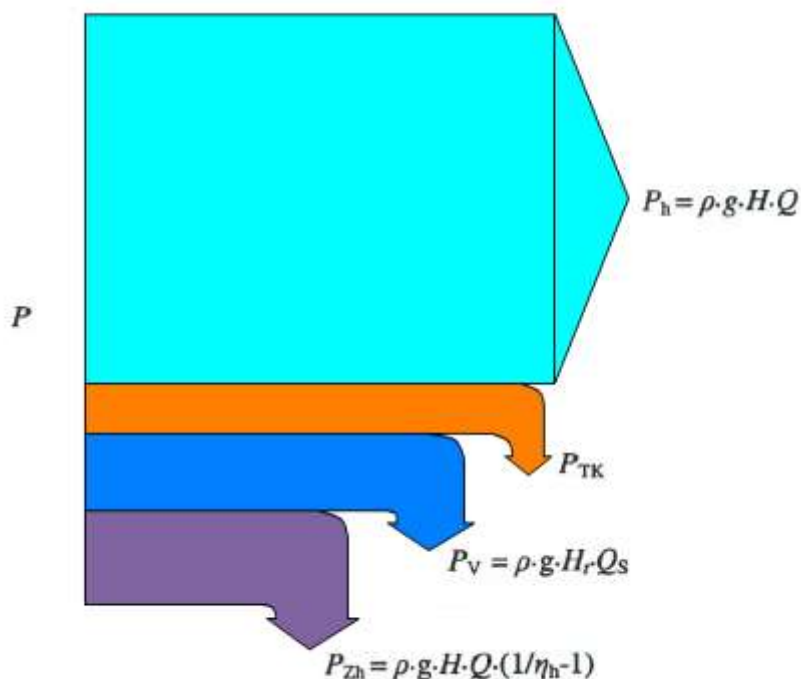
P_R – recirkulační ztráty nebo ztráty vířením, vznikají následkem proudění při částečném průtoku. Při správném návrhu čerpadla by měly být v provozním bodě nulové. Tyto ztráty při uzavřeném výtlaku nebo při nízkých hodnotách průtoku tvoří hlavní podíl v příkonu čerpadla.

Těmito ztrátami lze určit celkový tok výkonu odstředivým čerpadlem se zahrnutím ztrát. Jak hydraulické, tak i vedlejší ztráty je třeba při návrhu čerpadla odhadnout nebo určit podle empirických vztahů.

V případě numerického modelování lze většinu těchto parametrů určit. Z jednotlivých ztrátových výkonů se omezím jen na určení objemových ztrát P_v , ztrát třením kapaliny o disky oběžného kola P_{TK} a na hydraulické ztráty následkem tření a víření v čerpadle P_{Zh} . Zbylé uvedené ztrátové výkony se vztahují na případy čerpadel s vyrovnávacími písty či kotouči, případně vícestupňová čerpadla, což není náš případ.

Výpočet bude proveden pro návrhový bod, tudíž dle teorie lze recirkulační ztráty a ztráty vířením P_R uvažovat rovny nule.

Obr. 6.17 ukazuje poměr výkonových toků v modelovaném čerpadle v návrhovém bodě se zanedbáním ztrát v ložiscích a ucpávkách. Výkonové toky jsou zobrazeny v měřítku, lze si tedy udělat představu, nakolik se maří příkon čerpadla v dílčích částech čerpadla. Výkonové ztráty P_V a P_{Zh} lze nazvat ztrátami hydraulickými. Ztráty třením na discích oběžného kola P_{TK} jsou většinou v literatuře přiřazeny ke ztrátám mechanickým. Je tedy vidět, že větší část ztrát u modelovaného čerpadla připadá ztrátám hydraulickým.

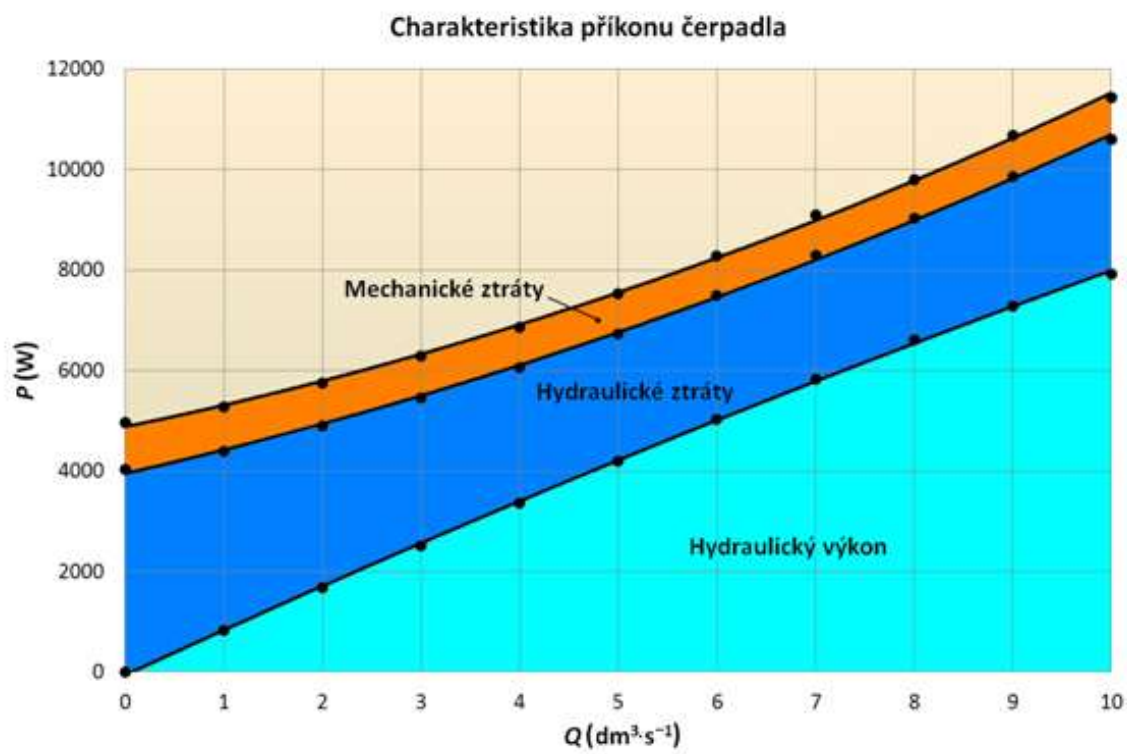


Obr. 6.17 Výkonové toky v modelovaném čerpadle v návrhovém bodě (Sankeyův diagram)

Pro kvalitativní posouzení průběhu charakteristiky příkonu je vhodná příkonová charakteristika (Obr. 6.18). Pro zjednodušení jsou ztráty rozděleny jen na hlavní ztráty, a to, hydraulické a mechanické. Z průběhu charakteristiky je patrné, že nejmenšího příkonu dosahuje čerpadlo při nulovém průtoku ($Q = 0 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$). Z tohoto důvodu je dobré čerpadlo spouštět při zavřeném výtlaku.

Příkonová charakteristika také může sloužit k úvaze, jaké ztráty lze snížit a případně do jaké míry lze uvažovat nárůst účinnosti čerpadla. S uvažováním částečné smáčivosti, o které bude pojednáno dále, lze snížit ztráty na discích oběžného kola, avšak ještě vyšší úspory energie je možné dosáhnout snížením hydraulických ztrát. Míra změny parametrů

modelovaného čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti na vybraných stěnách čerpadla je náplní kapitoly 8.



Obr. 6.18 Příkonová charakteristika modelovaného čerpadla

6.7 Radiální síla působící na rotor čerpadla

6.7.1 Radiální síla v hydrodynamickém čerpadle

Při provozu čerpadla působí na rotor a jeho uložení řada sil. Mezi nejvýznamnější složky patří axiální a radiální síla. Radiální síla působí kolmo na hřídel čerpadla a je přenášena na rotor a jeho uložení. Tato síla může způsobit průhyb rotoru a vzhledem k oscilaci této síly může vybudit i vibrace, což v konečném důsledku může vést k havárii.

Vyjádřením velikosti a směru působení radiální síly se zabývala řada autorů a tím vznikla i řada teoretických předpokladů a empirických vztahů, které se od sebe mohou výrazně lišit.

Poznatky o existenci radiální síly a pokusy o její vyjádření sahají až do doby třicátých let 20. století. Nejvíce publikací a odvozených vztahů se vyskytuje v letech šedesátých a sedmdesátých minulého století, kde mezi nejvýznamnější autory patří zejména Agostinelli (1960), Iverson (1960), Biheller (1965), Grabow (1964), Chamieh (1985), Uchida (1971), Imaichi (1971), Shirai (1971) a v neposlední řadě Stepanoff (1957).

Většina vztahů slouží pro výpočet velikosti radiální síly působící na oběžné kolo a tím i rotor čerpadla, avšak tuto sílu lze hodnotit jako sílu statickou. Radiální síla se totiž mění v čase a to zejména v závislosti na otáčkách rotoru a počtu lopatek oběžného kola. Tím dochází k fluktuacím radiální síly okolo určité ustálené hodnoty, kterou lze nazvat statickou složkou radiální síly a složku, která se mění v čase a osciluje okolo ustálené hodnoty, lze definovat jako složku dynamickou. Dochází tedy k rozdělení radiální síly na dvě složky, které budou popsány dále.

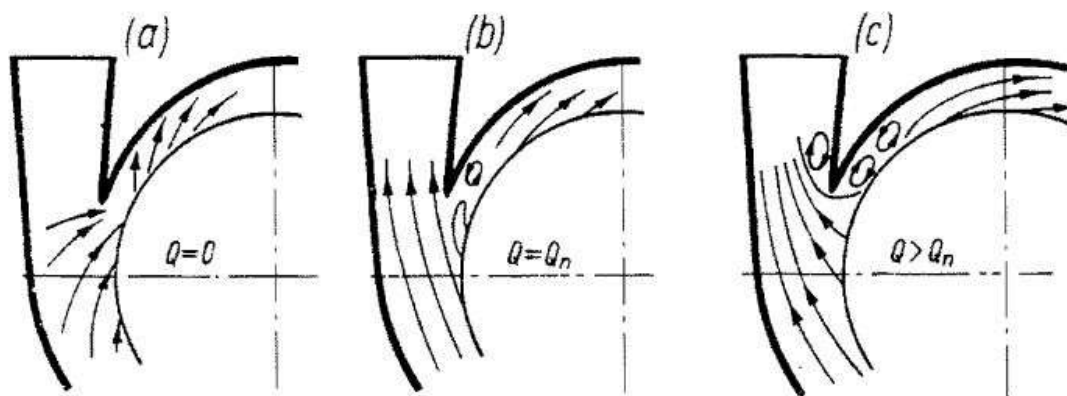
Důvody vzniku radiální síly, její závislost na tvaru spirály, směr působení a velikost radiální síly při různých režimech provozu odstředivého čerpadla jsou popsány v následující kapitole.

6.7.2 Radiální síla a její příčina

Jedním z nejdůležitějších aspektů u návrhu odstředivého čerpadla je dobrá synchronizace třech základních částí čerpadla, a to vstupní části, oběžného kola a spirály. V případě, že by proudění kapaliny ve spirále a na výstupu z oběžného kola bylo symetrické, rozložení statického tlaku by bylo konstantní. Ve skutečnosti dochází ke změně rychlosti v různých částech spirály a tím je způsobena tlaková diference po obvodu oběžného kola a spirály. V důsledku toho vzniká radiální síla, která zatěžuje rotor čerpadla.

Velikost a směr radiální síly se navíc může měnit s měnícím se průtokem. Rotor čerpadla tak musí být dimenzován tak, aby snesl tento druh zatížení.

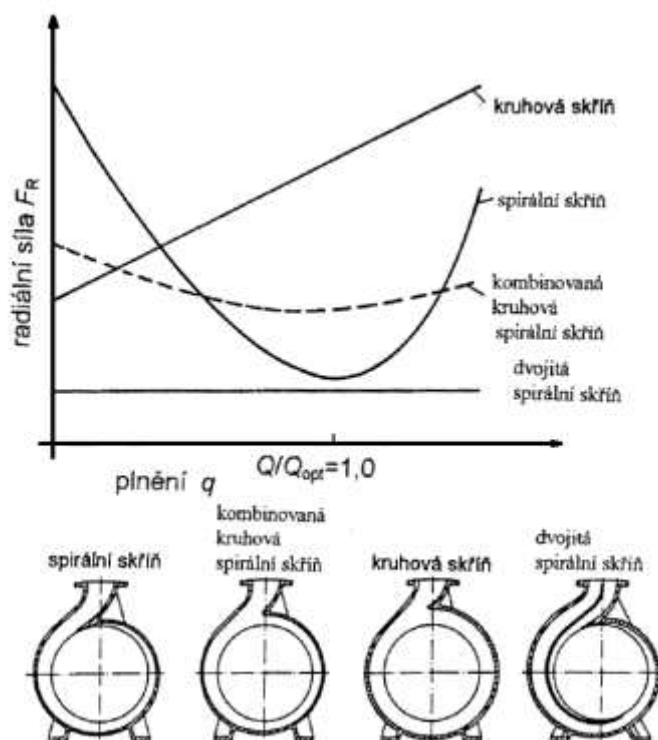
Rozdílné rozložení tlaku může dále způsobovat cirkulaci a zpětné proudění v oblasti nosu spirály (Obr. 6.19), které je výraznější u menších průtoků než v případě průtoků nad optimálním bodem čerpadla. Zpětné proudění se zvyšuje se snižující se hodnotou průtoku a způsobuje neuspořádané proudění nejen na výstupu, ale i na vstupu. Maximální radiální zatížení je prakticky generováno při nulové hodnotě průtoku.



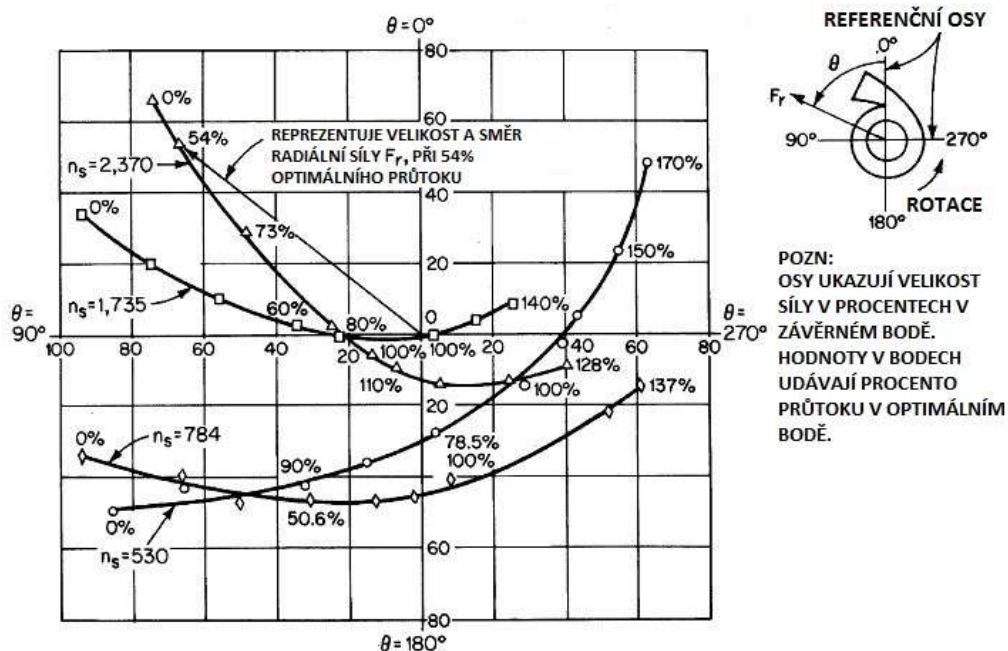
Obr. 6.19 Cirkulace kapaliny v oblasti nosu spirály při různých hodnotách průtoku [26]

Fluktuace radiální síly způsobují vibrace, ty jsou nebezpečné, zejména u dvouproudých čerpadel, kdy jsou ložiska, ve kterých je uložen rotor čerpadla, daleko od sebe. Při provozu čerpadla při nízkých až nulových hodnotách průtoku pak může dojít k havárii.

Radiální sílu ovlivňuje řada faktorů. Mezi ty nejpodstatnější lze zahrnout především konstrukční provedení spirály, režim provozu v ohledu na poměr Q/Q_n a v neposlední řadě vliv kavitace. Zejména tvar a provedení spirály ovlivňuje průběh a velikost radiální síly. Na Obr. 6.20 je možné porovnat radiální sílu působící na rotor čerpadla u různých spirálních skříní a také průběh radiální síly v závislosti na poměru Q/Q_n . Volbou např. dvojité spirální skříně lze docílit toho, že velikost radiální síly není závislá na velikosti průtoku. Je tak eliminován problém se zvyšováním radiální síly při provozu čerpadla mimo optimální bod. Je patrné, že radiální síla se mění nejvýrazněji u čerpadel se spirální skříní. Radiální síla mění svou velikost i směr působení v závislosti na režimu provozu, tedy s poměrem Q/Q_n . Radiální síla může mít své působíště ve všech kvadrantech tak, jak ukazuje Obr. 6.21. Tento zobrazuje velikost a směr radiální síly v závislosti na poměrném průtoku pro různé kategorie čerpadel, kde srovnávacím parametrem jsou specifické otáčky.



Obr. 6.20 Průběh radiálních sil působících na rotor čerpadla [15]

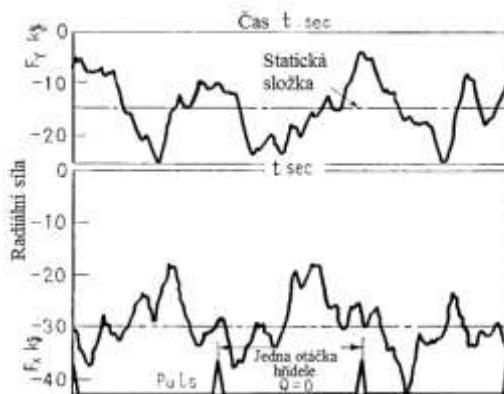


Obr. 6.21 Srovnání velikosti a směru radiální síly u čerpadla se spirální skříní při různých hodnotách specifických otáček n_s [16]

V následujících kapitolách bude popsána statická a dynamická složka radiální síly, poznatky a predikce chování těchto složek radiální síly platí výhradně pro čerpadla se spirální skříní.

6.7.3 Statická složka radiální síly

Vyjádřením statické složky se zabývala řada autorů. Časový záznam z měření radiální síly ukazuje oscilující radiální sílu (Obr. 6.22), v grafu je vyznačena střední hodnota, kterou lze označit jako statickou složku radiální síly. Empirické vztahy pro výpočet statické hodnoty radiální síly jsou uvedeny níže dle různých autorů.



Obr. 6.22 Časový záznam průběhu radiální síly [14]

- **Stepanoff** [14]

$$F_r = K \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (6.18)$$

$$K = 0.36 \cdot \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right] \quad (6.19)$$

kde je H výtlačná výška čerpadla (m),
 D_2 vnější průměr oběžného kola (m),
 b_2 šířka oběžného kola na obvodu včetně disků (mm).

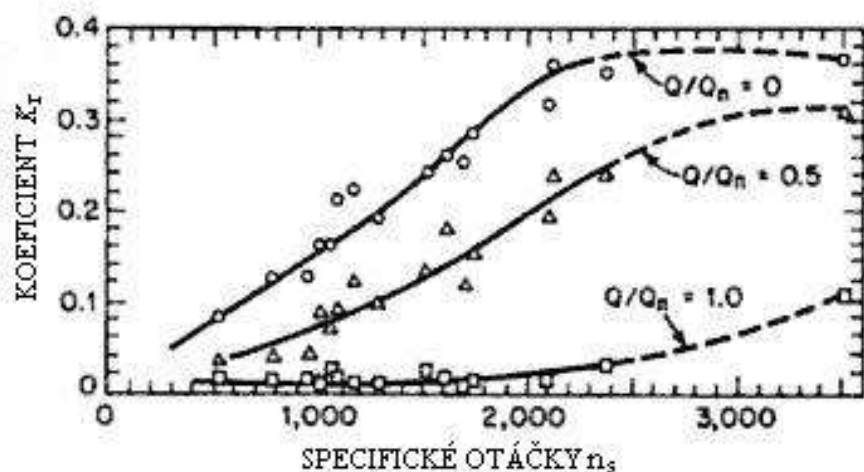
- **Agostinelli** [16]

$$F_r = k \cdot K_r \cdot sg(liquid) \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (6.20)$$

kde je k 9790 (SI), 0.433 (USGS),
 K_r experimentálně stanovený koeficient (viz. Obr. 6.23),

$$sg(liquid) = \frac{\rho_{liquid}}{\rho_{water}}, \text{ pro studenou vodu je } sg(liquid) = 1,$$

H výtlačná výška (m),
 D_2 vnější průměr oběžného kola (m),
 b_2 šířka oběžného kola na obvodu včetně disků (m).



Obr. 6.23 Graf pro stanovení koeficientu κ_r (rov. 1.3) [4]

- **Mackay** [17]

$$F_{so} = K_{so} \cdot P_{so} \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (6.21)$$

$$F_r = F_{so} \cdot \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^x \right] \quad (\text{lb}) \quad (6.22)$$

kde je K_{so} koeficient radiálního zatížení, $K_{so} = 0.15-0.38$ (dle provedení a n_s),

P_{so} tlakový spád v závěrném bodě (psi),

D_2 průměr oběžného kola (in),

b_2 šířka oběžného kola na obvodu včetně disků (in),

x exponent, mění se lineárně mezi hodnotami, $n_s = 500$ ($x = 0.7$) a

$n_s = 3500$ ($x = 3.3$).

- **Biheller** [14]

$$F_r = 0.1511 \cdot u_2^2 \cdot A_j \cdot \rho \cdot 10^{-(1.13 \Delta A / A)} \sqrt{1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{Q}{Q_n} \right) \cdot \cos \left\{ \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{Q}{Q_n} - 1 \right) \right\}} \quad (6.23)$$

kde je ρ měrná tíha ($\text{kg} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$),

A_j celková plocha oběžného kola $A_j = b_2 \cdot D_2$ (m^2),

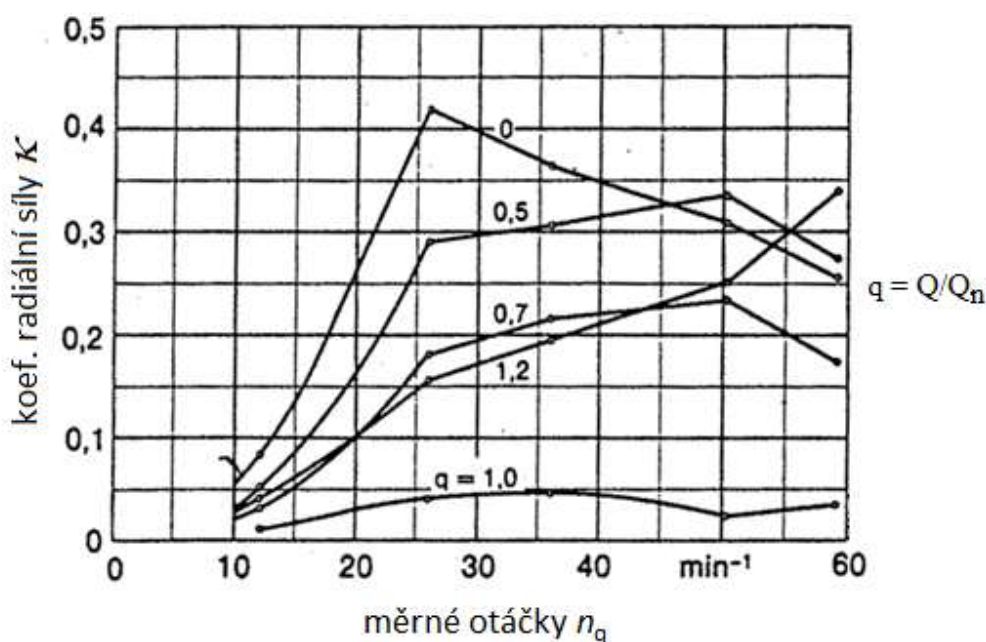
ΔA plocha nosu (m^2),

A plocha na vstupu do spirály (m^2).

- **KSB pumpy [15]**

$$F_r = \kappa \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (6.24)$$

kde je κ součinitel radiální síly dle Obr. 6.24 (1),
 ρ hustota dopravovaného média ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$),
 g tíhové zrychlení ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$),
 H výtlačná výška čerpadla (m),
 D_2 výstupní průměr oběžného kola (m),
 b_2 šířka oběžného kola na obvodu včetně disků (m).



Obr. 6.24 Stanovení velikosti součinitele radiální síly κ [15]

6.7.4 Dynamická složka radiální síly

Dynamickou složku radiální síly lze obecně vyjádřit takto [14]:

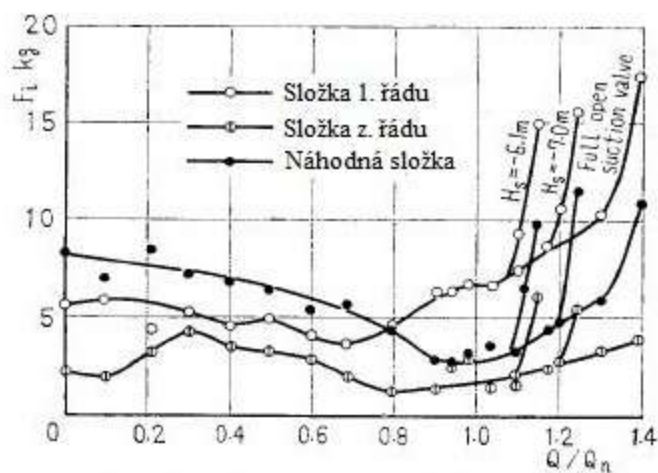
$$F_{A,rms} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_0^{2\pi} (F_{AX^2} + F_{AY^2}) d\theta} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \sum (a_{iX^2} + b_{iX^2}) + \frac{1}{2} \cdot \sum (a_{iY^2} + b_{iY^2})} \quad (6.25)$$

Vztah mezi dynamickou složkou radiální síly a poměrem Q/Q_n (kapacitou) je podobný křivce, která platí pro statickou složku radiální síly, avšak pokud se mění poměr Q/Q_n , nedochází k tak velkým změnám dynamické složky síly ve srovnání se složkou statickou za předpokladu, že nedojde ke vzniku kavitace. Statická složka radiální síly je minimální v optimálním bodě čerpadla, tedy při poměru $Q/Q_n = 1$, dynamická složka je minimální při poměru přibližně $Q/Q_n = 0.8$.

Z frekvenční analýzy vyplývá, že dynamická složka radiální síly se dá rozdělit na 3 základní části.

- *Složka 1. řádu* – otáčková frekvence $f = \frac{n}{60}$ - což je složka, která odpovídá rychlosti otáčení rotoru čerpadla a oběžného kola.
- *Složka z. řádu* – lopatková frekvence $f = \frac{n \cdot z}{60}$ - což je složka, která odpovídá násobku počtu lopatek oběžného kola.
- *Náhodná složka* – suma každého řádu s výjimkou 1. a z.

Jednotlivé složky se mění s poměrem Q/Q_n , popřípadě při provozu s výskytem kavitace. Složka 1. řádu je téměř konstantní v oblasti hodnot poměrného průtoku od $Q/Q_n = 0$ do poměru $Q/Q_n = 0.8$, poté se zvyšuje s narůstající kapacitou. Složka z. řádu vybudovaná rotací lopatek dosahuje ze všech složek nejnižších hodnot a její průběh je téměř konstantní v celém rozsahu provozu čerpadla. Náhodná složka je největší v oblasti malé kapacity, tedy v místě, kdy je víření v čerpadle největší a proudění je nestabilní. Tato síla se postupně snižuje se zvyšujícím se poměrem Q/Q_n a svého minima dosahuje v optimálním bodě čerpadla, tedy v místě, kde je proudění po obvodu oběžného kola rovnoměrné, jak ukazuje Obr. 6.25.



1., z. a náhodná složka dynamické složky radiální síly

Obr. 6.25 Porovnání všech frekvenčních složek dynamické složky radiální síly při různých hodnotách Q/Q_n [14]

6.7.5 Srovnání velikosti radiální síly získané pomocí numerického modelování s hodnotami dle empirických vztahů

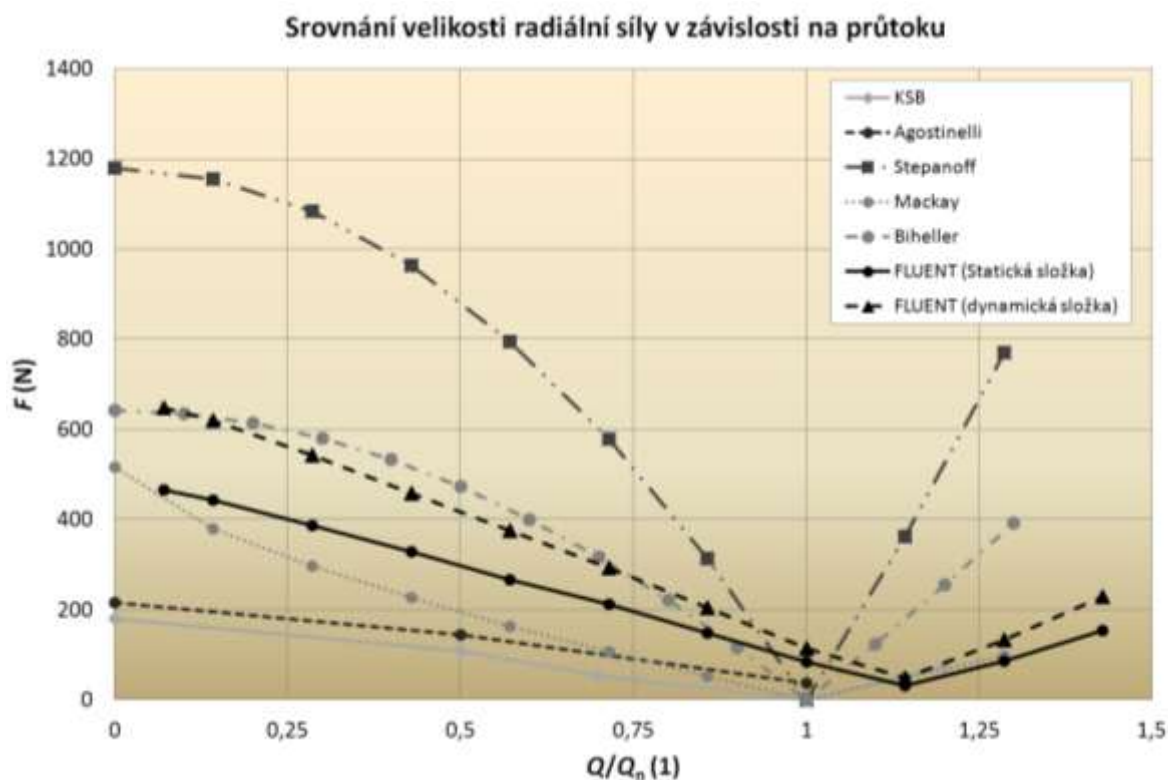
Pro měření velikosti sil k ose rotace jsem využil Lift coefficient v možnostech monitorování sil v software FLUENT. Pro stanovení velikosti síly je třeba přepočítat měřený Lift coefficient na sílu v Newtonech dle:

$$F = C_L \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \cdot l \quad (6.26)$$

kde je C_L Lift coefficient,
 ρ referenční hustota,
 S referenční plocha,
 v^2 referenční rychlost,
 l referenční délka.

Pro výpočet velikosti a směru působení síly jsem postupoval obdobně, jako uvádí literatura [25]. Jedná se o monitorování sil ve dvou osách kolmých na osu hřídele, v mém případě, kdy je osou rotace osa x , jsem měřil síly v ose y a z . Z těchto dvou zjištěných složek radiální síly lze stanovit její výslednici a určit i směr jejího působení. Tento postup jsem uplatnil pro průtoky $Q = 0\text{--}10 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, a to pro hodnoty získané z nestacionárního řešení.

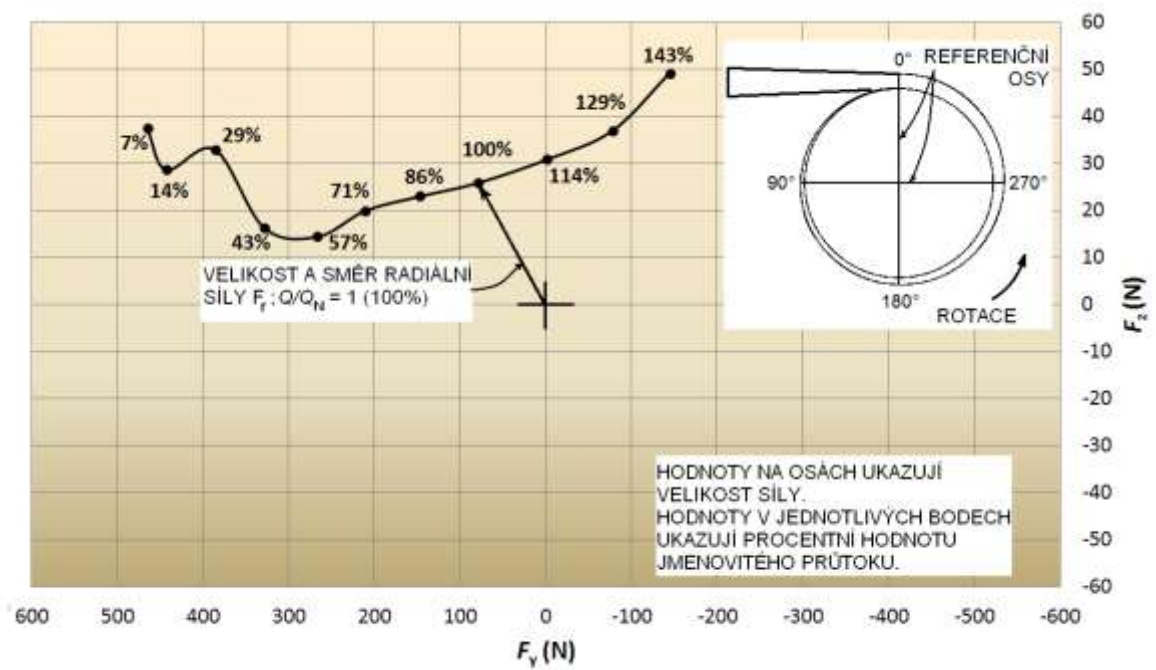
Vzhledem k tomu, že radiální síla osciluje kolem ustálené hodnoty vlivem pulsací tlaku, byla stanovena střední hodnota radiální síly, což odpovídá statické složce radiální síly. Kap. 6.7.3 uvádí několik empirických vztahů pro stanovení velikosti statické složky radiální síly. Tyto vztahy a výsledky pomocí nich získané jsou porovnány na Obr. 6.26 s výsledky z numerického modelování. Jako soubor dat pro vyhodnocení radiální síly slouží údaje Lift coefficient v průběhu 3/5 otáčky rotoru. Vzhledem k tomu, že není možné monitorovat dva Lift coefficienty v jednom výpočtu, musí být provedeny vždy dva výpočty pro stanovení sil v ose y a z . Každý výpočet začíná ve stejném čase, což zaručí, že naměřené dvojice hodnot se vztahují ke stejnému času, tedy i poloze oběžného kola a výsledky tím nejsou ovlivněny.



Obr. 6.26 Srovnání statické složky radiální síly dle empirických vztahů a výsledků z numerického modelování

Výsledky ukazují shodu pro výpočet dle Bihellera, který dobře postihuje maximální hodnotu radiální síly, která byla zjištěna z dynamické složky. Při srovnání hodnot statické složky radiální síly se blíží výsledky z numerického experimentu výsledkům dle Mackaye, avšak z hlediska bezpečnosti návrhu je opět lepší výsledek dle Bihellera. Otázkou zůstává, nakolik jsou výpočty přesné, jelikož většina autorů definuje své vztahy pro určitý rozsah čerpadel členěných např. dle specifických otáček. Do zmíněného spektra nespadá zadané čerpadlo a koeficienty pro výpočet mohou nabývat jiných hodnot.

Na dalším obrázku (Obr. 6.27) je vyobrazena velikost a směr působení radiální síly vzhledem k poloze spirály. Výsledky z numerické simulace se shodují s teorií pro danou spirálu a to tak, že pro průtoky pod návrhový bod působí radiální síla směrem k nosu spirály, tedy v prvním kvadrantu. Pro průtoky vyšší se působiště radiální síly obrací do čtvrtého kvadrantu.



Obr. 6.27 Vyhodnocení velikosti a směru působení radiální síly

7 Úvod k částečné smáčivosti stěn

Otázka částečné smáčivosti stěn se v posledních letech opět vrací jako možnost jejího využití ke zlepšení parametrů při provozu různých zařízení, kde se kapalina stýká se stěnou. Myšlenka částečné smáčivosti avšak tak mladá není. Již před 200 lety definoval francouzský inženýr Claude Louis Henri Navier (1785-1836) podmínku pro částečně smáčivou stěnu pomocí skluzové délky jak uvádí rovnice (7.1).

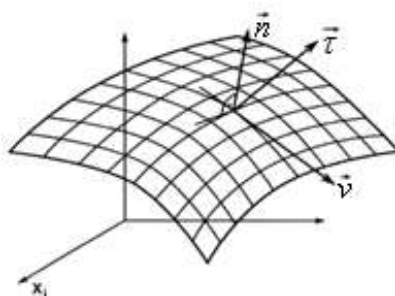
$$v - v_{wall} = \beta \cdot \frac{dv}{dy} \quad (7.1)$$

kde je β délka skluzu (m),
 y souřadnice ve směru normály ke stěně (m),
 v_{wall} rychlost na stěně ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$).

V současné době se otázkou částečné smáčivosti stěn zabývá i vedoucí odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana na VUT v Brně pan prof. Ing. František Pochylý, CSc. Ten definoval okrajovou podmínku pro obecně zakřivený povrch, stýkající se s kapalinou, která se po něm pohybuje rychlostí \vec{v} následovně (Obr. 7.1). Vektor adhesního napětí $\vec{\tau}$ leží v rovině určené vektorem rychlosti \vec{v} a jednotkovým vektorem normály \vec{n} . Vektor smykového adhesního napětí, který leží v tečné rovině pak lze stanovit takto:

$$\vec{\tau}_A = (\vec{\tau} \times \vec{n}) \times \vec{n} = -k\vec{v} \quad (7.2)$$

kde je k adhesní součinitel ($\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$).



Obr. 7.1 Smykové napětí na obecně zakřiveném povrchu [1]-[10]

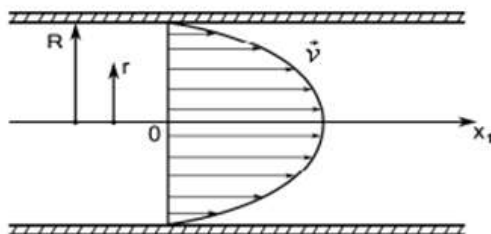
Právě tato podmínka je použita pomocí uživatelsky definované funkce (dále jen UDF-User Defined Function) jako okrajová podmínka pro vybrané stěny. UDF funkce umožňuje měnit parametr adhesního součinitele k , a tím i vlastní míru smáčivosti stěn. Čím menší hodnoty adhesní součinitel nabývá, tím je povrch méně smáčivý, tedy kapalina, která se stýká s povrchem, po něm více „klouže“. Vytvořená UDF funkce je nejprve ověřena na jednoduché geometrii trubky kruhového průřezu (kap.7.1). Výsledky získané

numerickým modelováním jsou porovnány s teoretickými předpoklady, které definoval prof. Ing. František Pochylý, CSc.

7.1 Testování podmínky částečné smáčivosti na jednoduché geometrii

7.1.1 Teoretický rozbor laminárního proudění v potrubí kruhového průřezu

Před zahrnutím vlivu částečné smáčivosti stěn na vybrané části odstředivého čerpadla jsem provedl několik simulací na jednodušší geometrii. Tou je potrubí jednotkové délky ($l = 1$ m) a světlosti $D = 15$ mm. Podmínka byla testovaná pro vybraná Reynoldsova čísla, především pro oblast laminárního proudění, pro kterou je teorie dobře známa. Vliv částečné smáčivosti a zahrnutí adhesního součinitele k do rovnic pro laminární, izotermické, nestlačitelné, stacionární proudění definoval prof. Ing. František Pochylý, CSc.



Obr. 7.2 Rychlostní profil pro plně smáčivý povrch

Vztah pro výpočet rychlostního profilu v potrubí kruhového průřezu v cylindrických souřadnicích lze odvodit z Hagen-Poiseuilleho zákona a je dán následovně:

$$v = \frac{\Delta p}{4 \cdot \eta \cdot l} \cdot (R^2 - r^2) \quad (7.3)$$

Je zřejmé, že maximální rychlosti dosáhne kapalina v ose potrubí, což lze odvodit, dosadíme-li za $r = 0$:

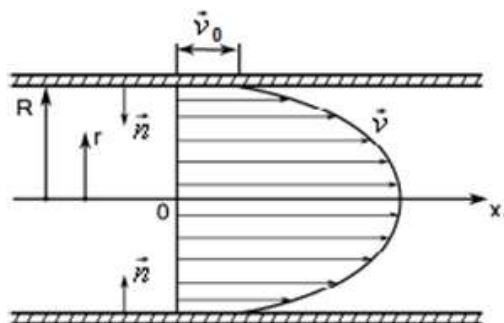
$$v_{\max} = \frac{\Delta p \cdot R^2}{4 \cdot \eta \cdot l} \quad (7.4)$$

Vzhledem k tomu, že profil má tvar paraboly, lze jednoduše odvodit i střední rychlost kapaliny v potrubí, jelikož ta je rovna polovině rychlosti maximální:

$$v_{\text{stř}} = \frac{\Delta p \cdot R^2}{8 \cdot \eta \cdot l} \quad (7.5)$$

Vynásobíme-li obě strany rovnice plochou průřezu potrubí a vyjádříme Δp , dostaneme vztah závislosti tlakové ztráty v potrubí na průtoku:

$$\Delta p = \frac{8 \cdot \eta \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot R^4} \quad (7.6)$$



Obr. 7.3 Rychlostní profil pro částečně smáčivý povrch

Na Obr. 7.3 je vyobrazen rychlostní profil při uvažování částečně smáčivé stěny potrubí. Podstatným rozdílem je nenulová rychlost na stěně potrubí, což se projeví právě na snížení tlakové ztráty v potrubí. Vztah pro výpočet rychlostního profilu je pak dán jako:

$$v = \frac{\Delta p}{2 \cdot l} \left(\frac{R^2}{2 \cdot \eta} + \frac{R}{k} - \frac{r^2}{2 \cdot \eta} \right) \quad (7.7)$$

Tak jako v předchozím případě má kapalina maximální rychlost v ose potrubí. Dosadíme-li tedy za $r = 0$ dostaneme vztah pro maximální rychlost:

$$v_{\max} = \frac{\Delta p}{2 \cdot l} \left(\frac{R^2}{2 \cdot \eta} + \frac{R}{k} \right) = \frac{\Delta p \cdot R^2}{4 \cdot l \cdot \eta} + \frac{\Delta p \cdot R}{2 \cdot l \cdot k} \quad (7.8)$$

Střední rychlost nelze stanovit z úvahy, že je rovna polovině rychlosti maximální, tak jako tomu je u plně smáčivé stěny. Pokud se podíváme na Obr. 7.3, není rychlostní profil tvořen pouze paraboloidem, musíme ho rozdělit na válcovou část a paraboloid. Střední rychlost tedy musí být úměrná celé válcové části a polovině paraboloidu, neboli:

$$v_{\text{stř}} = \frac{\Delta p}{2 \cdot l} \left(\frac{R^2}{4 \cdot \eta} + \frac{R}{k} \right) \quad (7.9)$$

Nyní lze opět vynásobit obě strany rovnice plochou průřezu potrubí a vyjádřit tlakovou ztrátu Δp v závislosti na průtoku Q :

$$\Delta p = \frac{8 \cdot l \cdot \eta \cdot Q}{\pi \cdot R^4 \cdot \left(1 + \frac{4 \cdot \eta}{R \cdot k} \right)} \quad (7.10)$$

7.1.2 Srovnání výsledků z teoretických předpokladů s výsledky z numerického modelování

Porovnání výsledků numerického experimentu s výsledky z teorie ověří UDF funkci a možnost jejího použití v softwaru FLUENT. UDF funkce je napsána jak pro 2D, tak i 3D výpočetní oblast a je možné ji použít i při jiných aplikacích. Pro numerický výpočet byly vytvořeny různé výpočtové sítě, jejich parametry spolu s geometrickými rozměry potrubí a fyzikálními vlastnostmi proudícího média, jimž byla voda, jsou uvedeny v Tab. 3.

Tab. 3 Rozměry výpočtové oblasti, fyzikální vlastnosti kapaliny, informace o výpočtové síti

Fyzikální vlastnosti kapaliny		Water-liquid	
Hustota	$\rho =$	998,2	($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
Kinematická viskozita	$\nu =$	1,00481E-06	($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$)
Dynamická viskozita	$\eta =$	0,001003	(Pa·s)
Rozměry výpočtové oblasti			
Světlost potrubí	$D =$	15	(mm)
Délka potrubí	$l =$	1	(m)
Parametry výpočtové sítě			
Výpočtová oblast Počet buněk	2D	10000	(1)
	2D	40000	(1)
	2D	160000	(1)
	3D	1142712	(1)

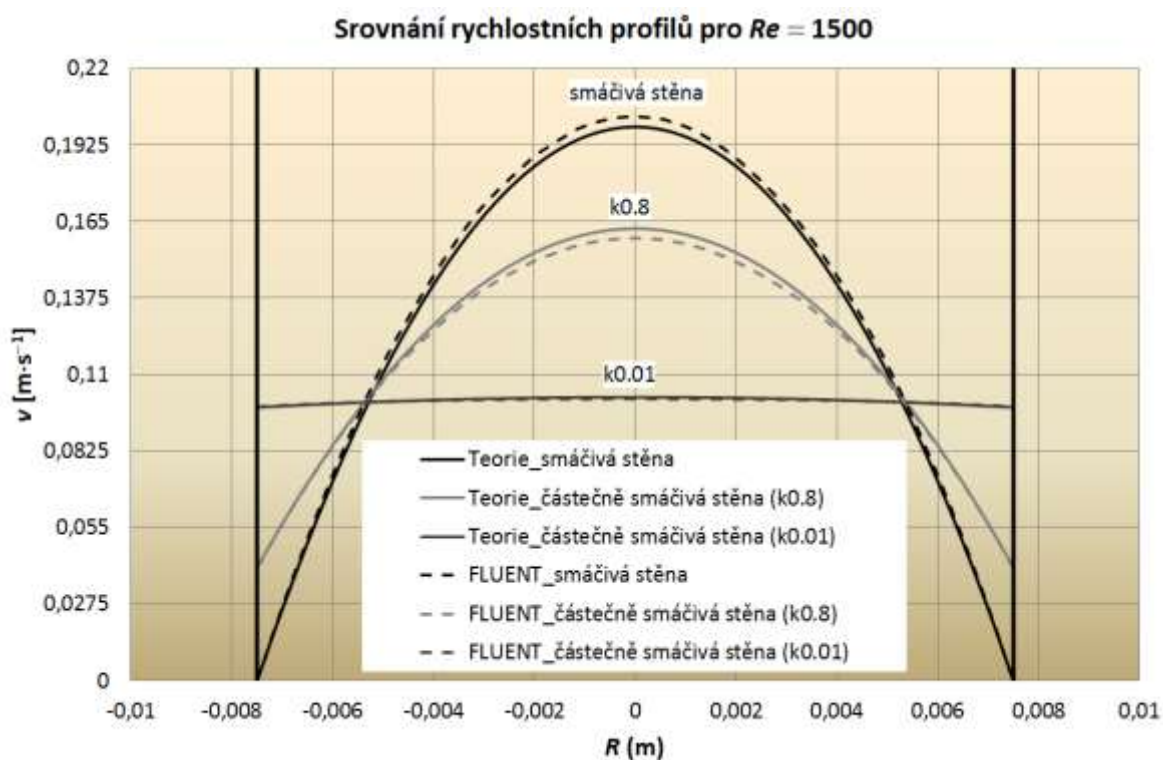
Samotná výpočetní síť neznamena, že lze ihned začít s řešením problematiky. Dříve bylo uvedeno, že proudění bude uvažováno jako laminární, nestlačitelné, izotermní a stacionární. Proto je nutné ještě zvolit odpovídající výpočetní model a určit hodnoty pro definici okrajových podmínek. Vzhledem k jednoduchosti modelovaného problému postačuje pouze spočítat střední rychlost kapaliny v potrubí s ohledem na podmínku laminárního proudění, která poslouží jako hodnota pro okrajovou podmínku na vstupu do výpočtové oblasti.

Je nutné si uvědomit, že zadáním střední rychlosti na vstupu do potrubí nelze ihned stanovit tlakový spád, který by odpovídal výsledkům z teorie pro dané potrubí, dané délky a rychlosti proudící kapaliny. Důvodem je, že zadaná konstantní rychlost na vstupu do výpočtové oblasti má profil obdélníku ve 2D, případně válce ve 3D geometrii. Je tedy nutné simulovat rozběhovou délku profilu např. zapsáním profilu rychlosti na výstupu z výpočetní geometrie po provedené simulaci a tento profil zpětně zvolit jako vstupní podmínku rychlosti. Tento postup se musí opakovat do doby, než jsou profily na vstupu a

výstupu téměř identické, což již odpovídá ustálenému proudění s parabolickým profilem v případě laminárního proudění. Počet opakování většinou odpovídá poměru mezi rozběhovou délkou a délkou modelovaného potrubí. V případě laminárního proudění většinou stačí dvě až tři opakování.

Problémem při využívání vytvořené UDF funkce je divergence úlohy při určité hodnotě k . Tento problém lze vyřešit tak, že při každé limitní hodnotě k provedeme adaptaci sítě u stěny. Po adaptaci je opět možné navýšit adhesní součinitel k .

Obr. 7.4 ukazuje podobu rychlostních profilů jak pro smáčivý povrch, tak pro částečně smáčivý povrch pro vybrané hodnoty adhesního součinitele k . Rychlostní profily odpovídají profilu při Reynoldsově číslu $Re = 1500$ v zadaném potrubí. Jak je vidět z Obr. 7.4, tak shoda výsledků z teorie s výsledky z FLUENTu je zcela vyhovující. Na Obr. 7.4 jsou vykresleny výsledky jen z 3D geometrie, jelikož plně dostačují k prezentaci výsledků.

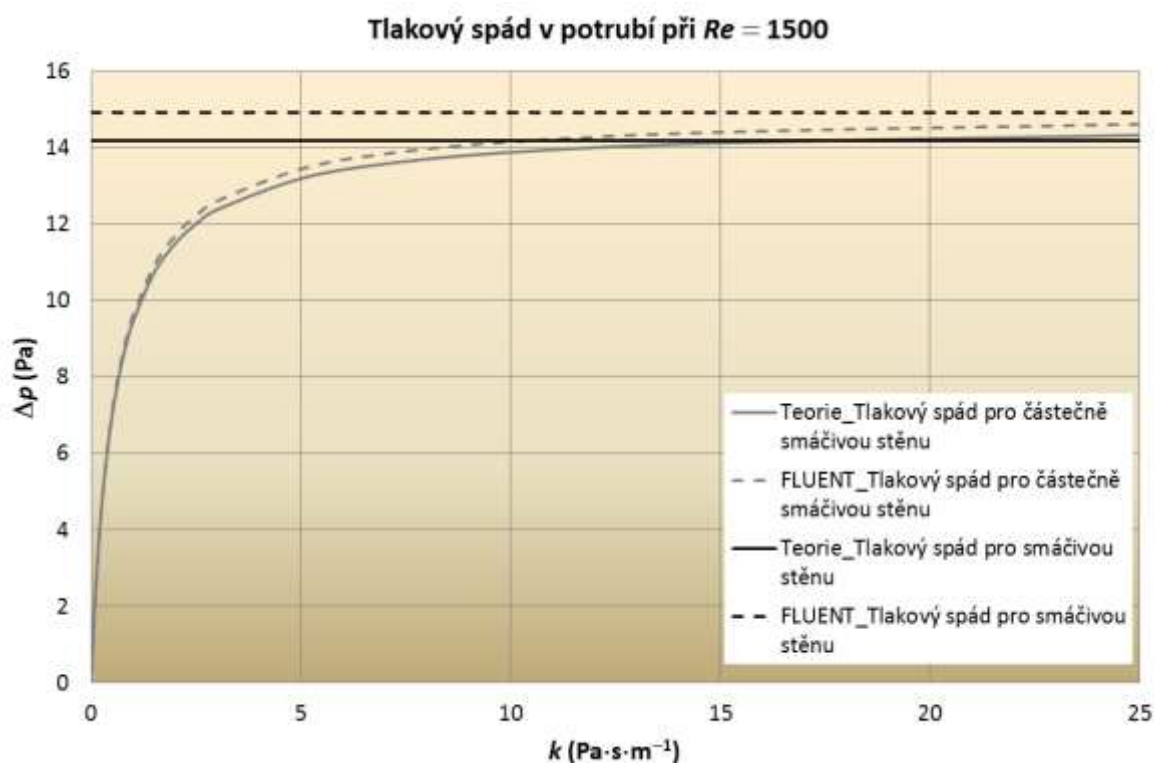


Obr. 7.4 Porovnání rychlostních profilů z výsledků získaných z teoretických vztahů s výsledky z numerického modelování

Druhým sledovaným parametrem je tlakový spád na modelovaném potrubí. Z teorie lze spočítat tlakový spád pro smáčivý povrch trubky dle (7.6) a pro částečně smáčivý povrch dle (7.10). Hodnoty pro výpočet tlakového spádu z numerického experimentu byly vyhodnoceny pomocí plošného integrálu přes vstupní a výstupní průřez potrubí ze střední hodnoty statického tlaku. Jak již bylo uvedeno výše, hodnoty byly odečteny až po ustálení

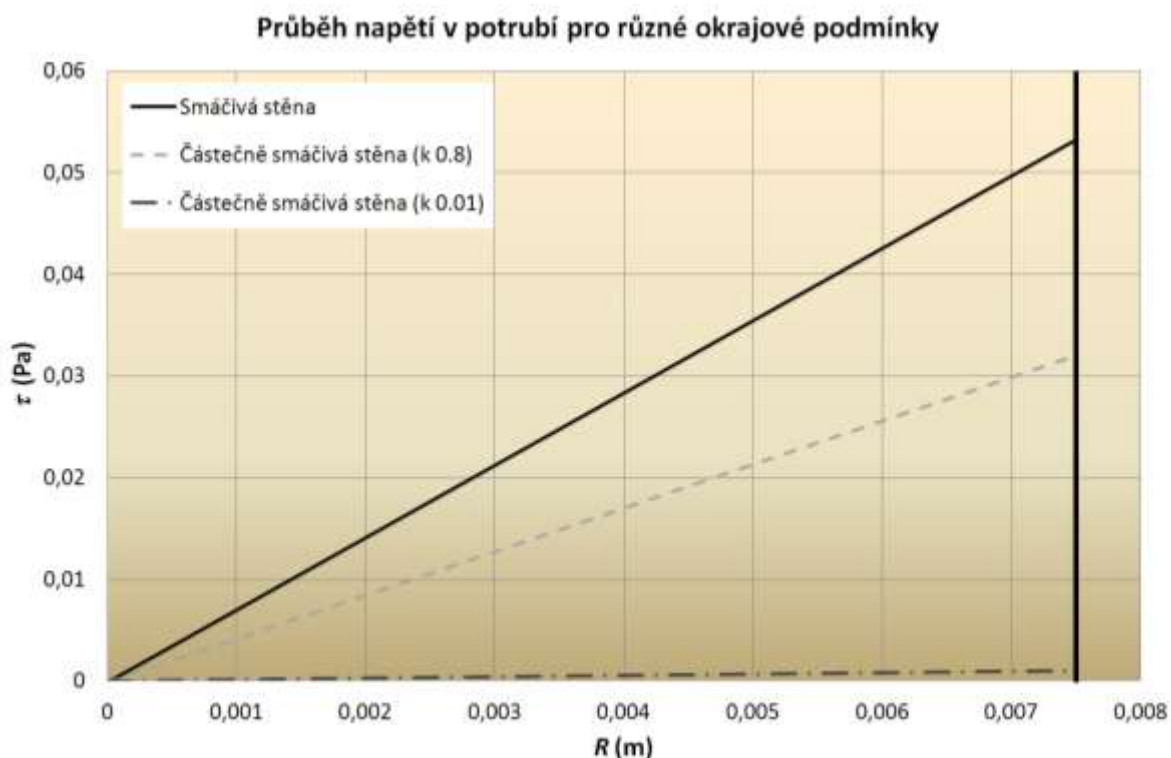
rychlostního profilu, tedy byla uvažována rozběhová délka, aby byly výsledky porovnatelné s uvedenou teorií.

Bylo provedeno mnoho simulací pro stanovení dostatečného množství bodů, aby bylo možné porovnat závislost tlakového spádu na adhesním součiniteli k v dostatečném rozsahu pro výsledky z teorie a z numerického experimentu. Obr. 7.5 srovnává vypočtené hodnoty pro $Re = 1500$ s hodnotami z numerického experimentu pro 3D geometrii.



Obr. 7.5 Srovnání tlakového gradientu pro smáčivou a částečně smáčivou stěnu potrubí při $Re = 1500$

Závislost tlaku na adhesním součiniteli k má exponenciální průběh. Teoreticky by adhesní součinitel měl nabývat rozsahu od hodnoty limitně se blížící nule až po nekonečně velkou hodnotu. Prakticky je vidět, že jen určitý rozsah hodnot adhesního součinitele přináší výrazně menší tlakovou ztrátu. Jakmile nabude adhesní součinitel určité hodnoty, začíná se tlakový spád téměř rovnat hodnotě pro klasickou smáčivou stěnu. Odchylka tlakového spádu z numerického experimentu v porovnání s teoretickými předpoklady nepřekročila 5%. Průběh napětí v průřezu ukazuje Obr. 7.6. Je vidět jak adhesní součinitel k ovlivňuje výsledné napětí na stěně.



Obr. 7.6 Průběh napětí τ v závislosti na adhesním součiniteli k

Výsledky dostatečně demonstrují, nakolik ovlivňuje použitá okrajová podmínka parametry proudění a také lze konstatovat, že vytvořená UDF funkce a její využití v software FLUENT respektuje teoretické předpoklady. Z výsledků je zjevné, že dostatečně hydrofobní povrch může výrazně snížit napětí na stěně a tím i snížit tlakové ztráty způsobené třením kapaliny o povrch potrubí. U aplikací těchto povrchů na vybrané části čerpadel lze očekávat snížení třecích ztrát a tím zvýšení účinnosti, dopravní výšky a snížení příkonu. Tyto přednosti přímo vybízejí k využití této aplikace na čerpadla, avšak je dobré pomocí numerického modelování odhadnout, jak se mohou změnit parametry čerpadla a zda nemohou mít některé vlastnosti částečně smáčivého povrchu pro provoz čerpadla i negativní vliv. Změna parametrů čerpadla s uvažováním částečně smáčivých stěn je predikována pomocí numerického modelování v následující kapitole.

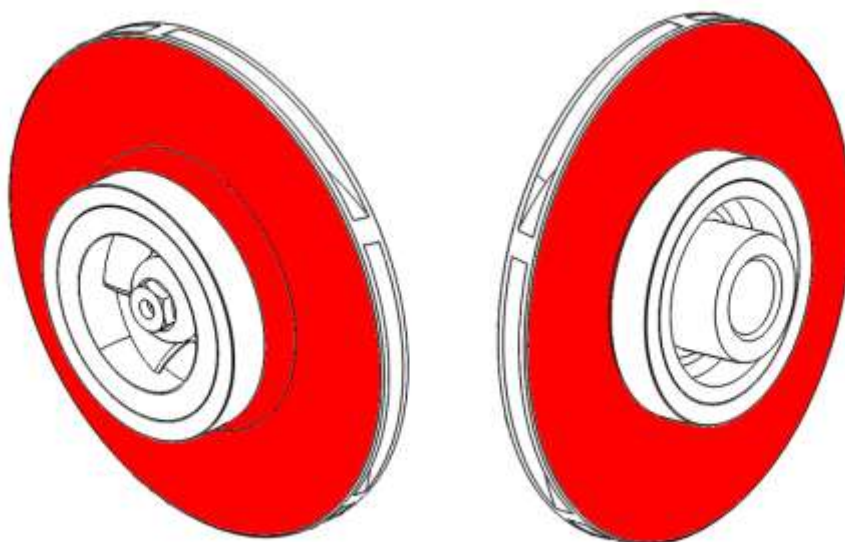
8 Aplikace okrajové podmínky částečné smáčivosti na vybrané části hydrodynamického čerpadla

Hydrodynamické čerpadlo se skládá z mnoha dílčích částí, přičemž se zaměříme pouze na vybrané části, které svou podstatou ovlivňují hydraulické, ale i mechanické parametry čerpadla. V této kapitole jsem se omezil pouze na statorové části se spirálou vybraného čerpadla a na oběžné kolo, kdy podmínka částečné smáčivosti bude uvažována na těchto dílčích částech a jejich kombinacích. Ve spirále dochází k přeměně kinetické energie kapaliny na energii tlakovou, z tohoto důvodu je spirála zahrnuta do výběru volených ploch, za účelem zjistit pomocí numerického modelování, jaký vliv bude mít aplikace podmínky částečné smáčivosti na parametry čerpadla. V oběžném kole se transformuje energie mechanická na energii kinetickou, přičemž už v oběžném kole dochází i k částečné přeměně energie kinetické na energii tlakovou. Avšak rotující disky oběžného kola se stýkají s kapalinou v prostoru ohraničeném statorem čerpadla, přičemž tření kapaliny o disky oběžného kola zvyšuje hodnotu krouticího momentu na rotor čerpadla. Mezi další vybrané plochy tak patří vnější povrch disků oběžného kola. O aplikaci podmínky částečné smáčivosti na vnitřní plochy oběžného kola je pojednáno pouze v závěru mé práce.

Plochy, na kterých je uvažována částečná smáčivost v případě oběžného kola ukazuje Obr. 8.1. Jedná se o plochy krycího a nosného disku po těsnicím kruhu. Vnější obvod oběžného kola a čelní plocha, která se stýká s kapalinou v oblasti sání čerpadla, jako částečně smáčivá uvažována není. Při numerických simulacích byly provedeny tři varianty výpočtu a to:

- simulace proudění s uvažováním částečné smáčivosti na krycím disku,
- simulace proudění s uvažováním částečné smáčivosti na nosném disku,
- simulace proudění s uvažováním částečné smáčivosti na obou discích.

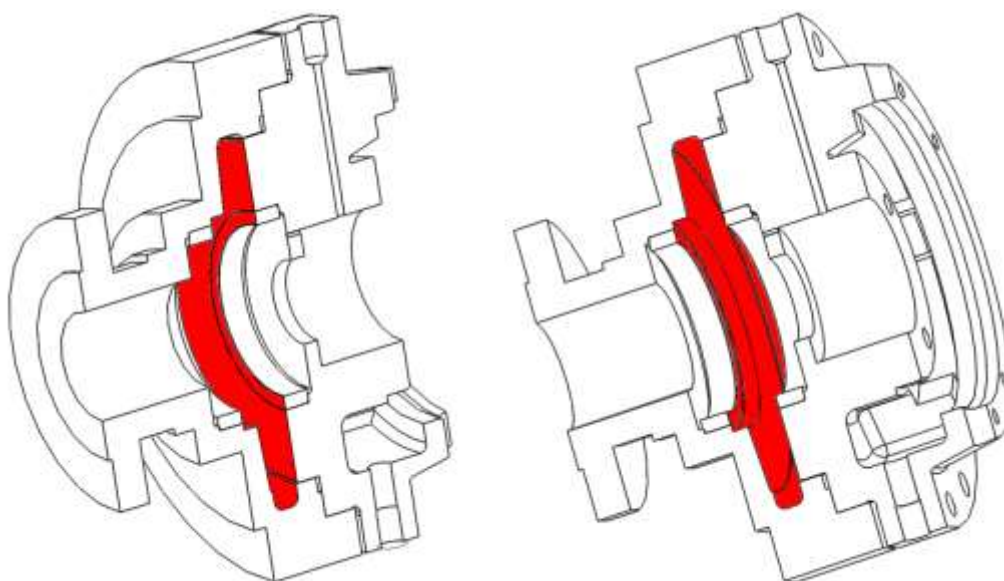
Simulace byly provedeny vždy pro rozsah průtoku $Q = 0\text{--}10 \text{ dm}^3\cdot\text{s}^{-1}$ s krokem $1 \text{ dm}^3\cdot\text{s}^{-1}$. Rozdělení úlohy na tři dílčí varianty jsem zvolil zejména z hlediska prošetření vlivu jednotlivých částí oběžného kola na parametry čerpadla. Krycí disk je totiž spojen mezerou mezi těsnicím kruhem se sáním čerpadla a otázkou je, jaký vliv bude mít částečná smáčivost na tlakovou distribuci kolem disků oběžného kola, následný tlakový spád na těsnicím kruhu a tím daný průtok těsnicím kruhem.



Obr. 8.1 Plochy uvažované jako částečně smáčivé na oběžném kole čerpadla

Uvažované částečně smáčivé plochy ve statorových částech ukazuje Obr. 8.2. Jsou tak zahrnuty jak hydraulické části statoru, tedy spirála, tak i prostory uzavírající kapalinu v prostoru kolem disků oběžného kola až po těsnicí kruhy. Proudění s uvažováním částečně smáčivého statoru bylo modelováno pro tyto případy:

- simulace proudění s uvažováním částečné smáčivosti ve statoru a na discích oběžného kola,
- simulace proudění s uvažováním částečné smáčivosti jen v uvedených statorových částech čerpadla.

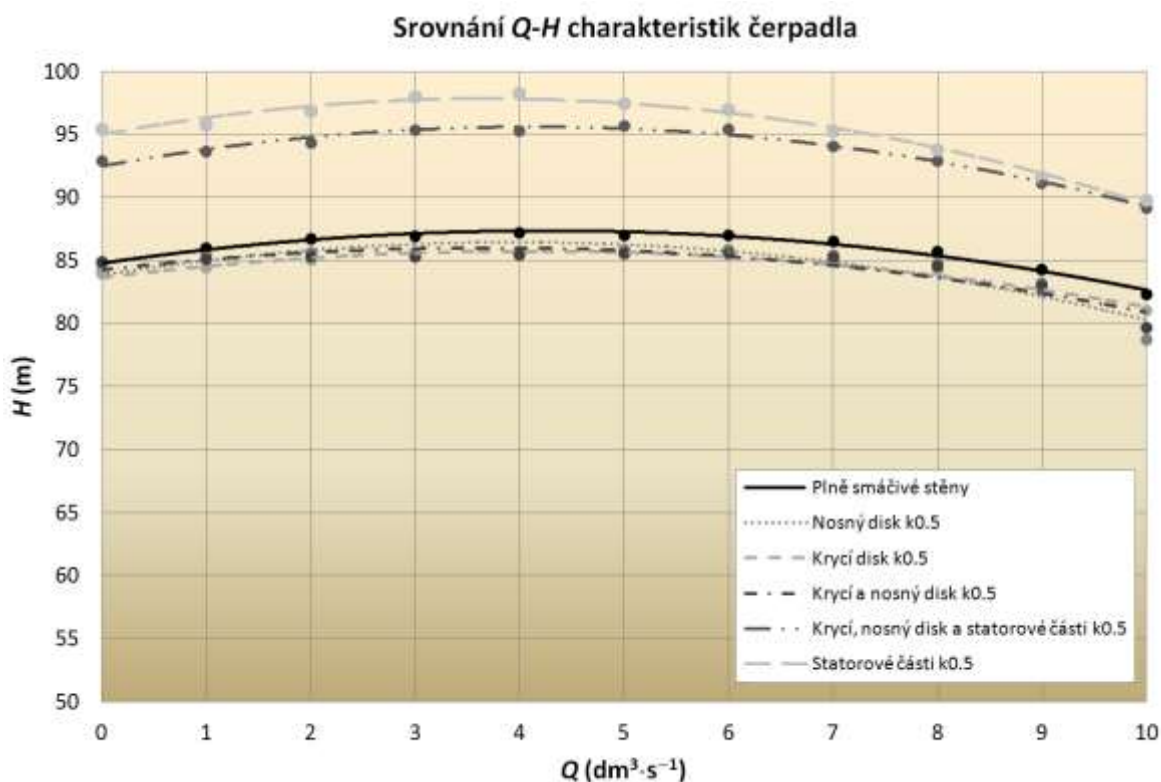


Obr. 8.2 Plochy uvažované jako částečně smáčivé na statorových částech čerpadla

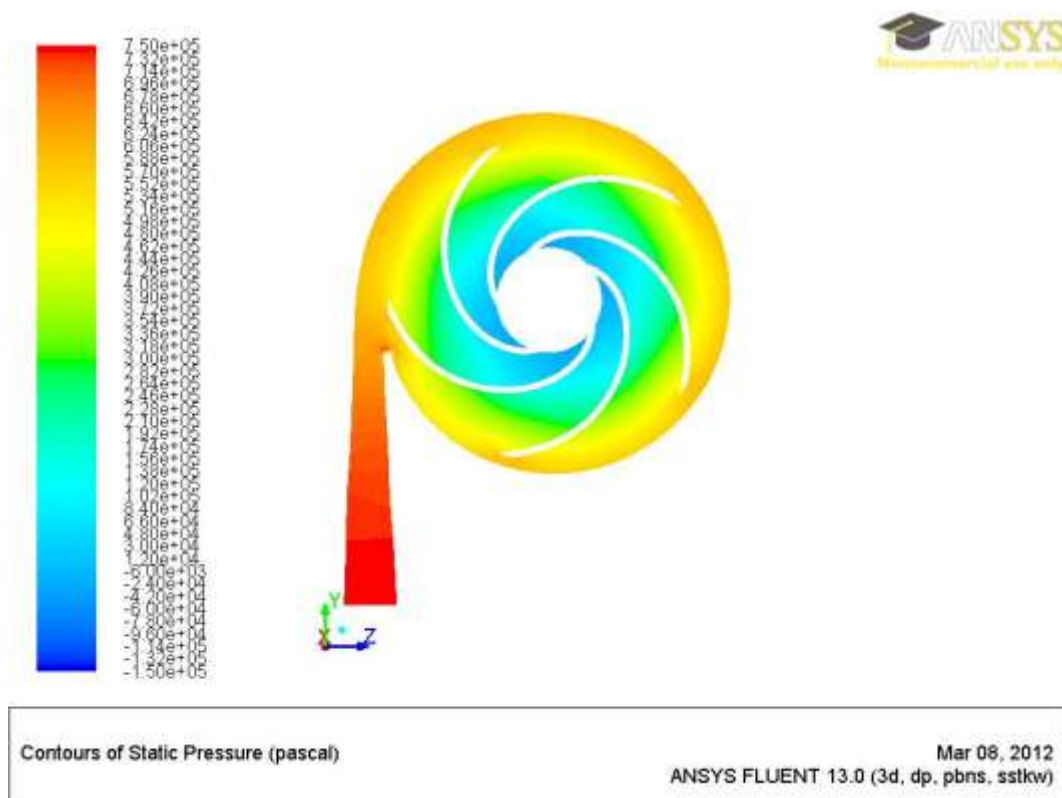
Vzhledem k počtu uvažovaných variant bylo proudění simulováno jako stacionární, přičemž výsledky jsou porovnány s výsledky ze stacionární simulace proudění pro geometrii včetně statorových částí s uvažováním plně smáčivých stěn. Stacionární simulace, jak již bylo uvedeno, jsou časově méně náročné oproti simulacím nestacionárním, přičemž stanovení jednoho bodu charakteristiky vyžaduje přibližně jeden den strojového času při paralelním výpočtu na čtyřech výpočetních jádrech procesoru.

8.1 Q - H charakteristika čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti stěn

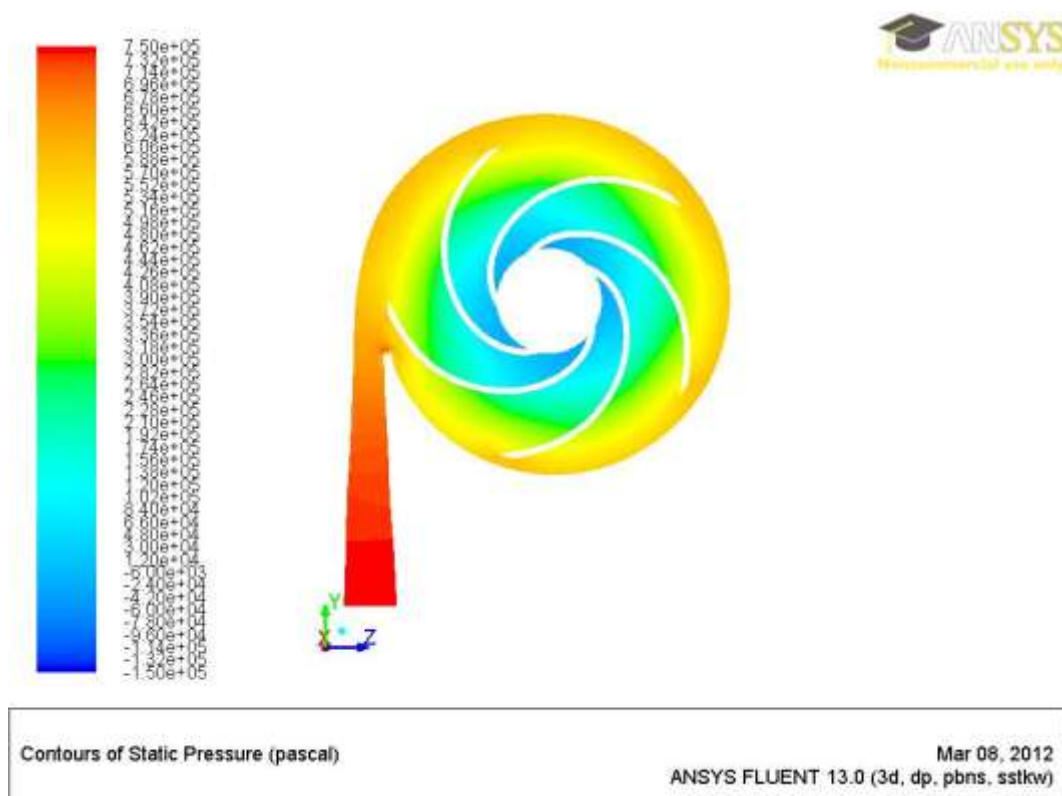
Ze všech zmíněných variant výpočtů je na Obr. 8.3 sestavena Q - H charakteristika čerpadla. Z výsledků je patrné, že nejvíce se změna parametrů čerpadla projeví v případě, že stěny statoru jsou uvažovány jako částečně smáčivé. Tento trend lze přisoudit zejména snížení ztrát třením kapaliny o povrch spirály. Samozřejmě, míra změny parametrů čerpadla závisí na velikosti adhesního součinitele k , přičemž, čím vyšší hodnoty bude adhesní součinitel k nabývat, tím se budou parametry čerpadla blížit parametrům při uvažování plně smáčivých stěn. Tlakové poměry v čerpadle lze posoudit z přiložených obrázků (Obr. 8.4–Obr. 8.6). Kontury statického tlaku jsou zobrazeny v řezu, který vede středem šířky oběžného kola na jeho výstupu. Částečně smáčivé disky neovlivní dosaženou dopravní výšku, jelikož se tyto plochy nenachází v hydraulicky činných prostorech čerpadla. Je však možné si všimnout, že spíše dopravní výška poklesla. Tento trend je možné spojit s navýšením objemových ztrát, a tím většímu množství recirkulující kapaliny mezi výtlakem a sací částí čerpadla, což vede k navýšení rychlosti kapaliny ve spirále čerpadla. Vliv částečné smáčivosti na průtok těsnicím kruhem, popisuje kap. 8.4.



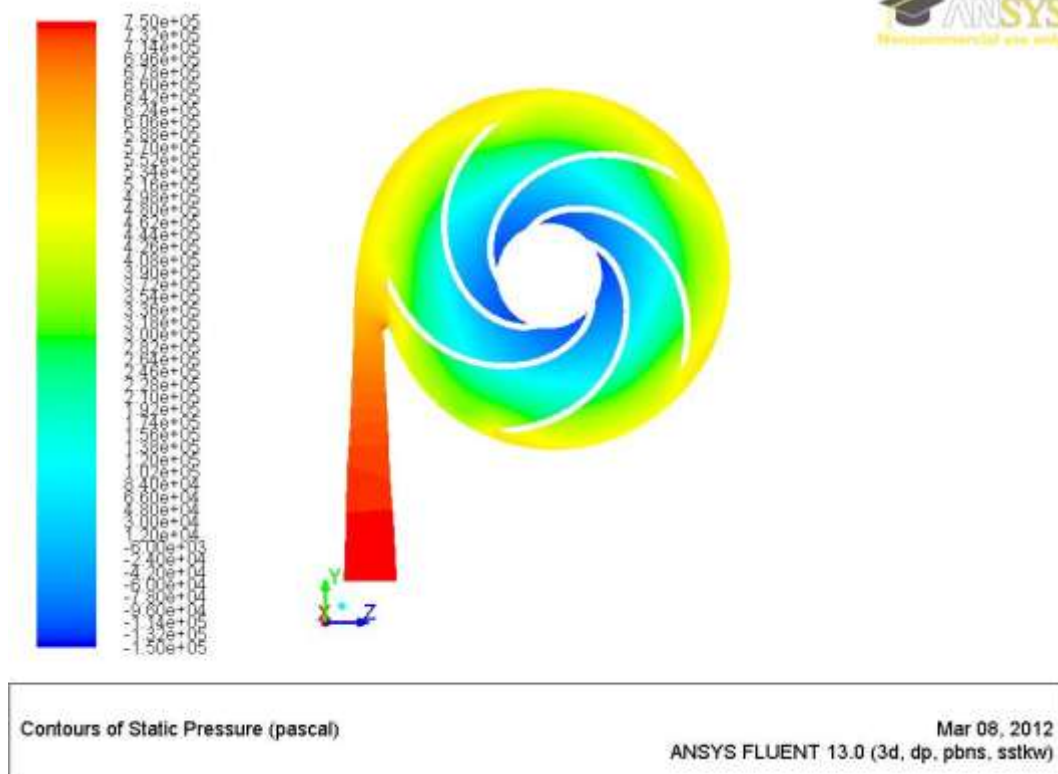
Obr. 8.3 Srovnání Q - H charakteristiky čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti na vybraných stěnách čerpadla stanovené numerickým modelováním



Obr. 8.4 Kontury statického tlaku v čerpadle (plně smáčivé disky)



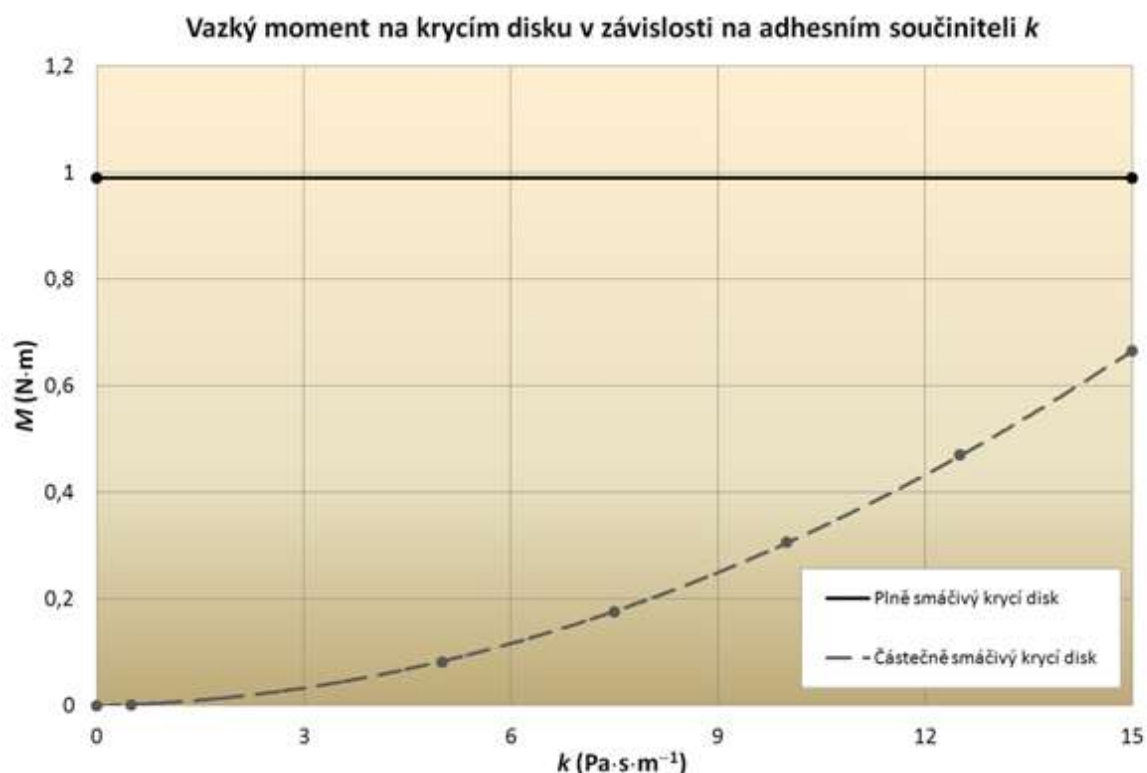
Obr. 8.5 Kontury statického tlaku v čerpadle (částečně smáčivé krycí disk $k0.5$)



Obr. 8.6 Kontury statického tlaku v čerpadle (částečně smáčivé stěny statoru $k0.5$)

8.2 Q - P charakteristika čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti stěn

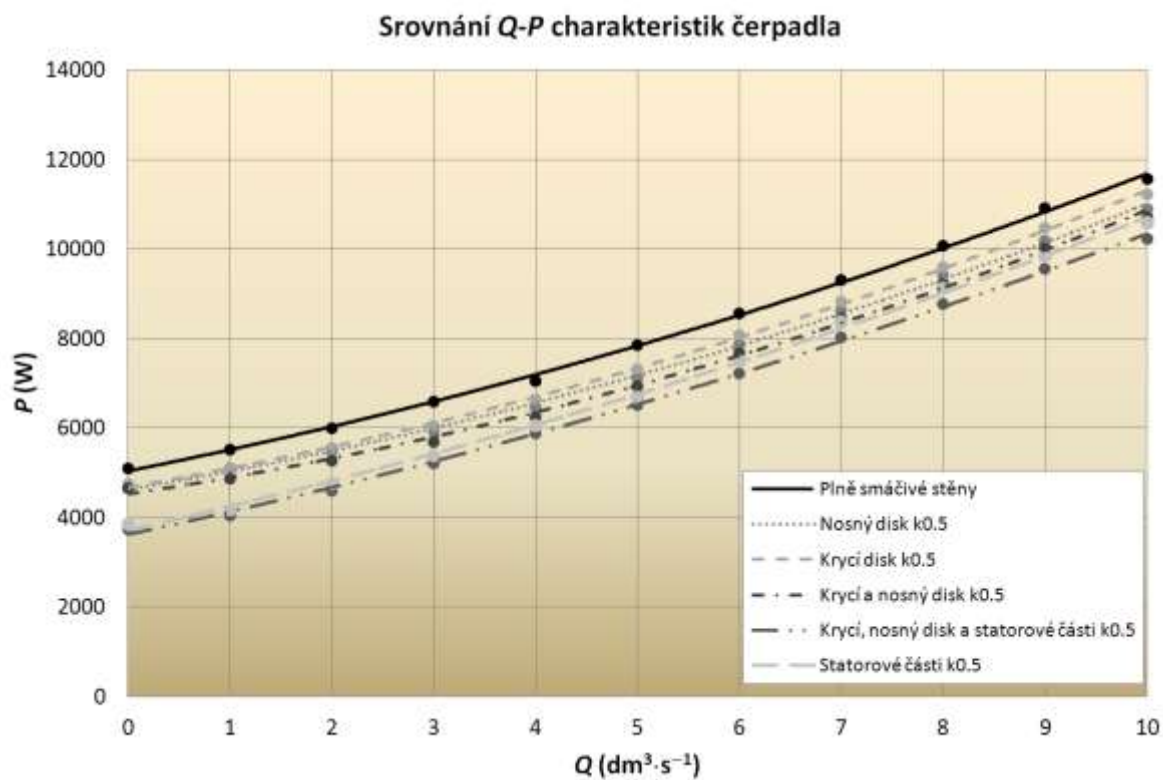
Příkonová charakteristika na Obr. 6.18 ukazuje, nakolik dochází k maření přivedeného příkonu v rámci hydraulických a mechanických ztrát. Uvažování částečně smáčivých ploch na činných částech čerpadla by mohlo dle výsledků z numerických experimentů výrazně změnit dosažené parametry čerpadel. Veškeré vlastnosti čerpadla ovlivňuje parametr částečné smáčivosti, adhesní koeficient k . Vliv tohoto parametru na moment na krycím disku ukazuje následující obrázek (Obr. 8.7).



Obr. 8.7 Průběh momentu na krycím disku v závislosti na adhesním součiniteli k

Je tedy patrné, že ošetřením vnějších povrchů oběžného kola, lze do jisté míry snížit ztráty třením a snížit tak i mechanické ztráty čerpadla. Avšak vlivem částečné smáčivosti na těchto plochách dochází i ke změně indukovaného tlaku v mezeře mezi oběžným kolem a statorem čerpadla. Tento prostor je na straně krycího disku spojen se sáním čerpadla skrze mezeru v těsnicím kruhu. Nakolik ovlivní částečná smáčivost vybraných ploch průtok těsnicím kruhem popisuje kap. 8.4. Moment působící na rotor čerpadla není dán jen třením kapaliny o povrch oběžného kola, ale i tlakem čerpané kapaliny. Tlakové poměry v čerpadle se mění zejména vlivem částečné smáčivosti uvažované u satorových stěn, což lze vidět z výsledků v předchozí kapitole (kap. 8.1) na Obr. 8.3. Nakolik tedy částečná

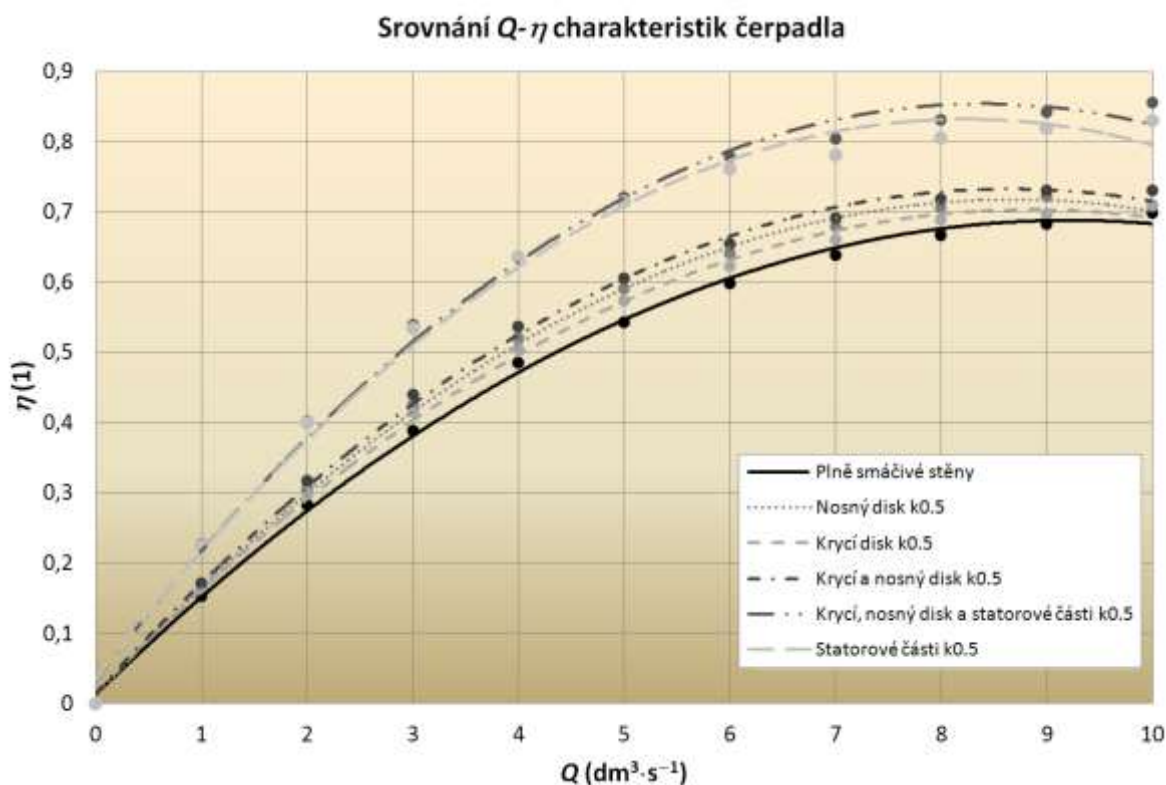
smáčivost ovlivní příkon modelovaného čerpadla, ukazují výsledky z numerického modelování na následujícím obrázku (Obr. 8.8).



Obr. 8.8 Srovnání Q - P charakteristiky čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti na vybraných stěnách čerpadla stanovené numerickým modelováním

8.3 Q - η charakteristika s uvažováním částečné smáčivosti stěn

Jak bylo uvedeno v předešlých kapitolách, dochází vlivem částečné smáčivosti ke změně dopravní výšky a příkonu čerpadla. Míra změny záleží i na tom, jaké části jsou uvažovány jako částečně smáčivé. Dopravní výška a příkon čerpadla mají výsledný vliv na jeho celkovou účinnost. Nakolik dochází ke změně účinnosti, ukazuje následující obrázek (Obr. 8.9).

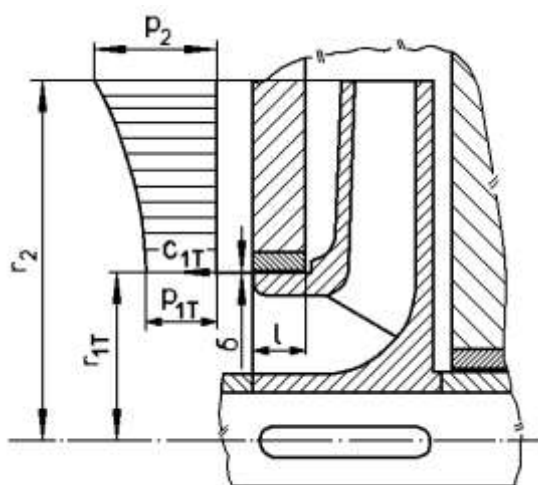


Obr. 8.9 Srovnání Q - η charakteristiky čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti na vybraných stěnách čerpadla stanovené numerickým modelováním

Z výsledků je zřejmé, že nejvíce ovlivní výslednou účinnost úprava povrchu spirály, což lze očekávat, vzhledem k tomu, jaký vliv měla částečně smáčivá spirála na dopravní výšku čerpadla.

8.4 Výpočet průtoku v mezeře těsnicího kruhu

Průtok těsnicím kruhem tvoří hlavní podíl v objemových ztrátách v čerpadle. Z Obr. 6.17 je vidět, že v návrhovém bodě čerpadla dosahuje ztrátový výkon vlivem průtoku a recirkulace kapaliny skrze těsnicí kruh téměř poloviny celkových hydraulických ztrát v modelovaném čerpadle. Pro stanovení průtoku těsnicím kruhem je důležité stanovit zejména tlak před a za mezerou těsnicího kruhu. Tento tlak nezávisí jen na tlaku na výstupu z oběžného kola, ale i na tlaku indukovaném třecími silami v prostoru mezi stěnou statoru a disky oběžného kola. V případě modelovaného čerpadla je prostor zatěsněn jednoduchým těsnicím kruhem, ztrátový průtok pak lze stanovit následovně.



Obr. 8.10 Schéma pro stanovení průtoku těsnicím kruhem [31]

$$\frac{p_{1T}}{\rho} = Y \cdot \left(1 - \frac{Y}{2 \cdot u_2^2 \cdot \eta_h^2} \right) - \frac{\omega^2}{8} \cdot (r_2^2 - r_{1T}^2) \quad (8.1)$$

Rychlost v mezeře těsnicího kruhu:

$$c_{1T} = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_{1T}}{\rho}} \quad (8.2)$$

kde μ je součinitel průtokových ztrát v mezeře:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot l}{2 \cdot \delta} + 1.5}} \quad (8.3)$$

kde je λ součinitel závislý na tvaru drážky těsnicího kruhu (pro jednoduchý těsnicí kruh je $\lambda = 0.035 - 0.05$ (1)),

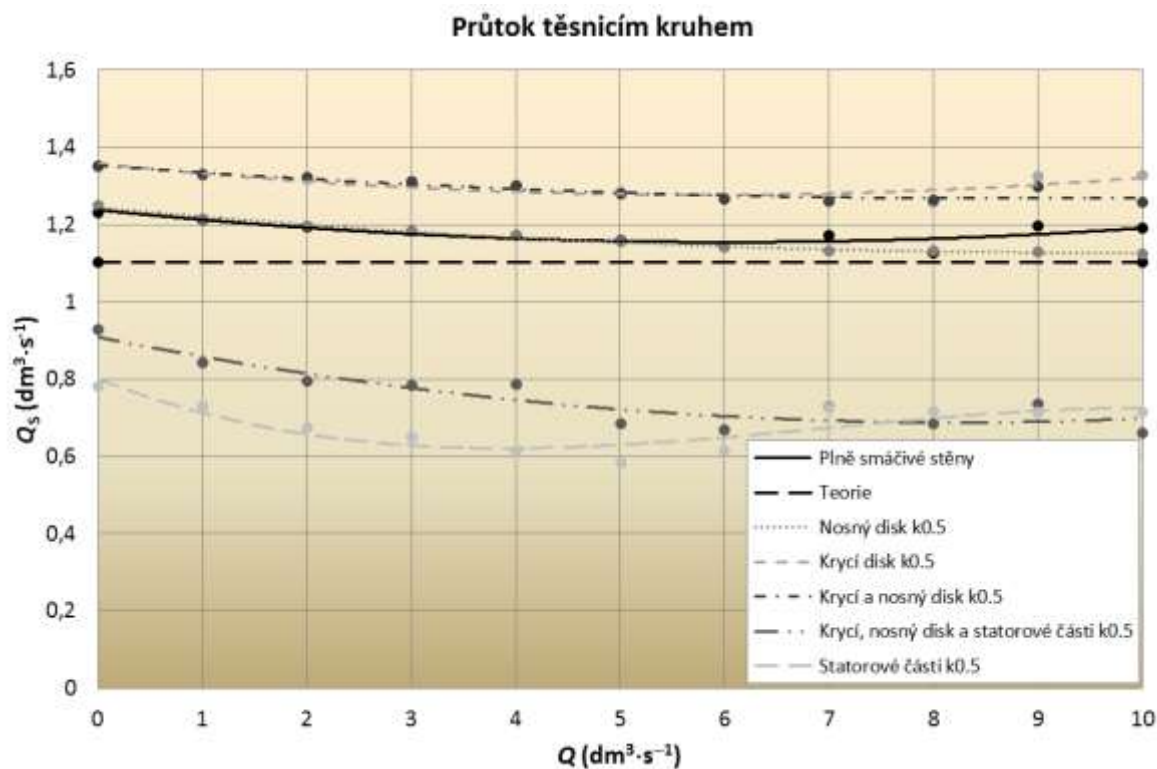
δ tloušťka mezery mezi těsnicími kruhy (m),

l délka mezery mezi těsnicími kruhy (m).

Průtok přes mezeru mezi těsnicími kruhy se pak stanoví následovně:

$$Q_S = 2 \cdot \pi \cdot r_{IT} \cdot \delta \cdot c_{IT} \quad (8.4)$$

Průtok přes těsnicí kruh lze stanovit i pomocí numerického modelování. Výsledky z teorie a z numerického modelování jsou uvedeny na Obr. 8.11.



Obr. 8.11 Hodnoty průtoku těsnicím kruhem stanovené pomocí numerického modelování s uvažováním částečné i plně smáčivosti stěn a porovnání s teorií

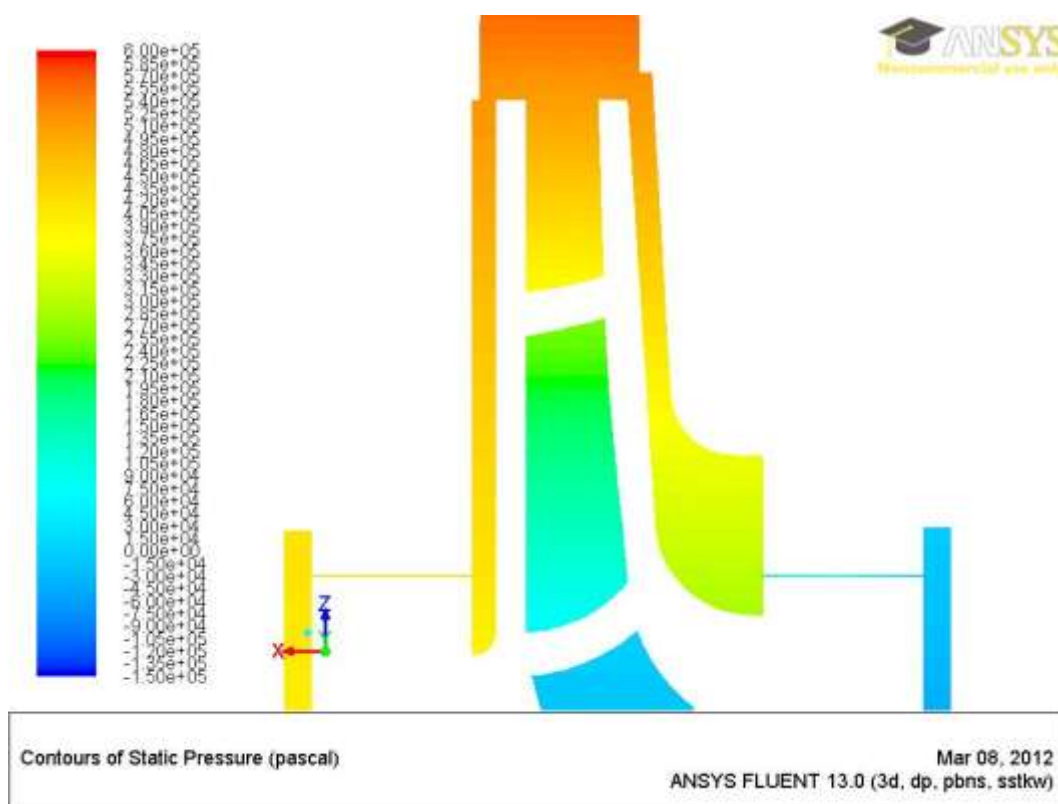
Z grafu jsou patrné zejména rozdílné hodnoty průtoku skrze těsnicí kruh pro různé kombinace simulací s uvažováním částečné smáčivosti stěn. Tento fakt je dán jiným tlakovým spádem na těsnicím kruhu vlivem jiné hodnoty indukovaného tlaku v prostoru mezi státorem a krycím diskem oběžného kola (viz Tab. 4).

Tab. 4 Tlakový spád na těsnicím kruhu

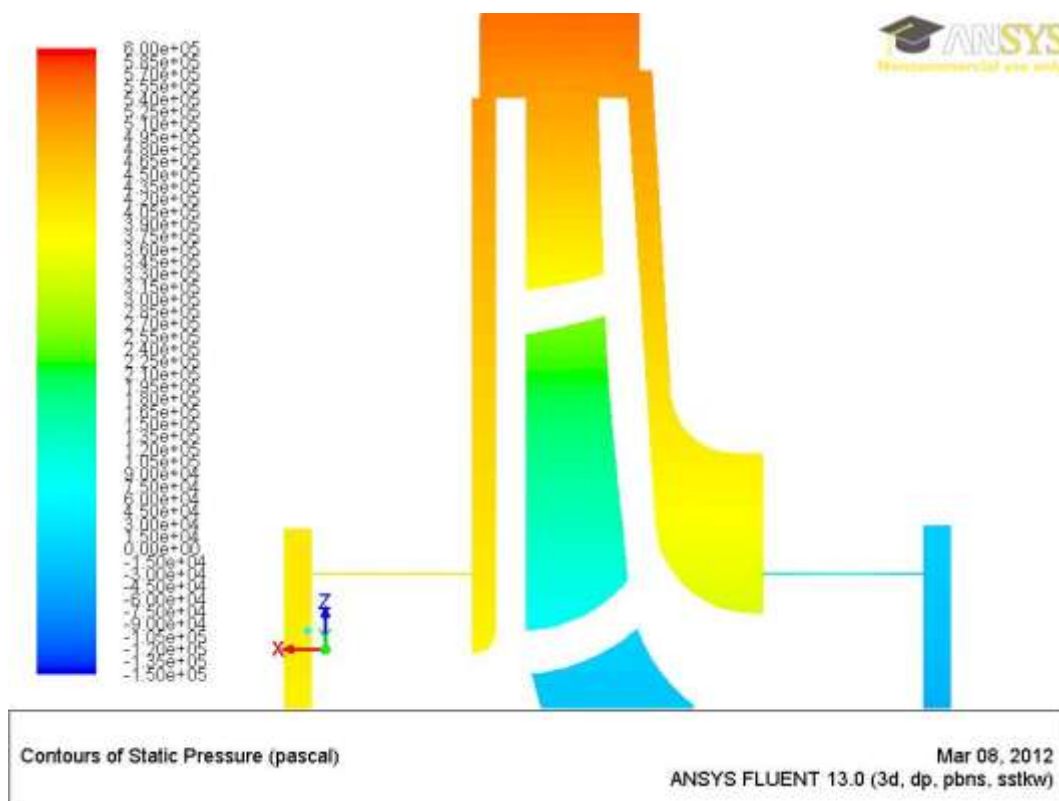
Tlakový spád přes těsnicí kruh	Průtok čerpadlem Q (dm ³ ·s ⁻¹)		
	4	7	10
Plně smáčivé stěny	184362,4	183514,9	188459,8
Nosný disk k0.5	184827,9	174911,5	172984,9
Krycí disk k0.5	217621,0	206753,0	225170,2
Krycí a nosný disk k0.5	217152,8	206492,9	205798,9
Krycí, nosný disk a statorové části k0.5	101829,6	90491,5	79364,2
Statorové části k0.5	73689,0	89318,1	86777,5

Pokud je krycí disk a jeho povrch uvažován jako částečně smáčivý, dochází k prokluzu kapaliny na tomto povrchu a kinetická energie udělená kapalině je menší. Nedochází k takovému poklesu tlaku podél stěny krycího disku a tím pádem větší tlakový spád na těsnicím kruhu sebou přináší i větší objemové ztráty. Kontury tlaku pro případ plně smáčivého povrchu disku a částečně smáčivého disku ukazuje Obr. 8.12 a Obr. 8.13.

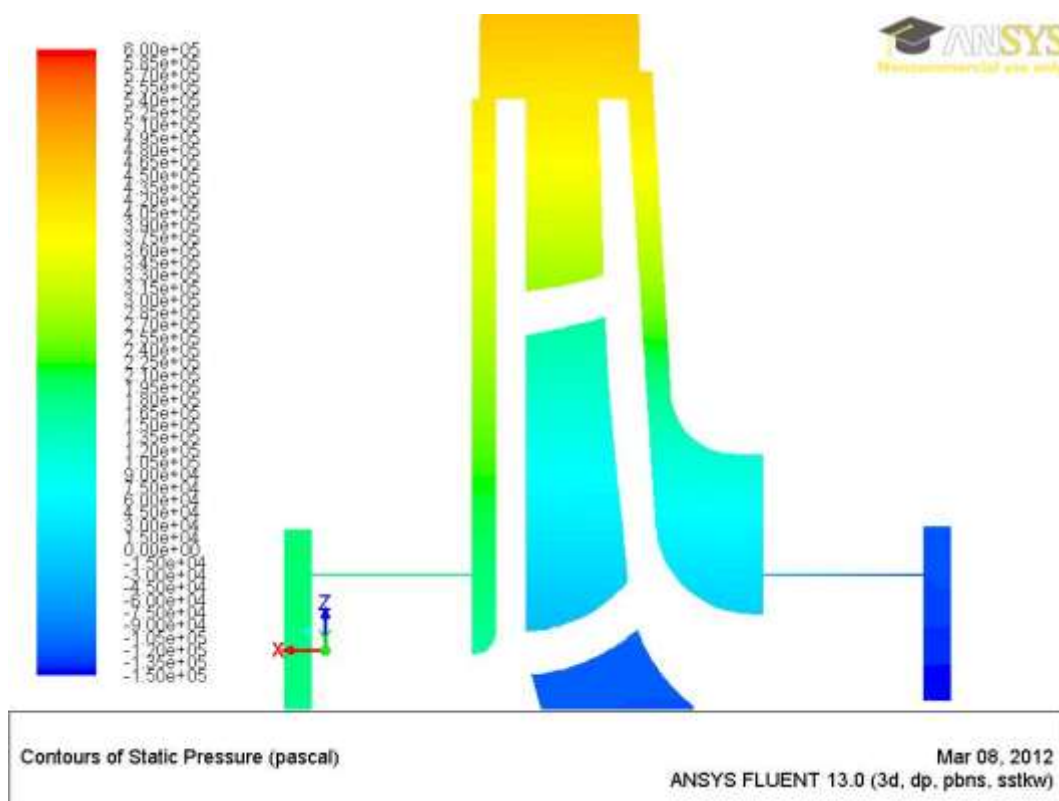
Naopak při ošetření povrchu statorových částí dochází ke změně tlakových poměrů ve smyslu poklesu tlakového spádu přes těsnicí kruh. Výsledkem je nižší hodnota ztrátového průtoku. Tyto výsledky naznačují, že vlivem částečné smáčivosti na různých částech čerpadla lze ovlivnit i objemovou účinnost v důsledku změny tlakových poměrů v prostoru mezi statorem a oběžným kolem čerpadla.



Obr. 8.12 Kontury statického tlaku v prostoru mezi disky oběžného kola a statoru (plně smáčivé disky)



Obr. 8.13 Kontury statického tlaku v prostoru mezi disky oběžného kola a statoru (částečně smáčivý krycí disk k0.5)



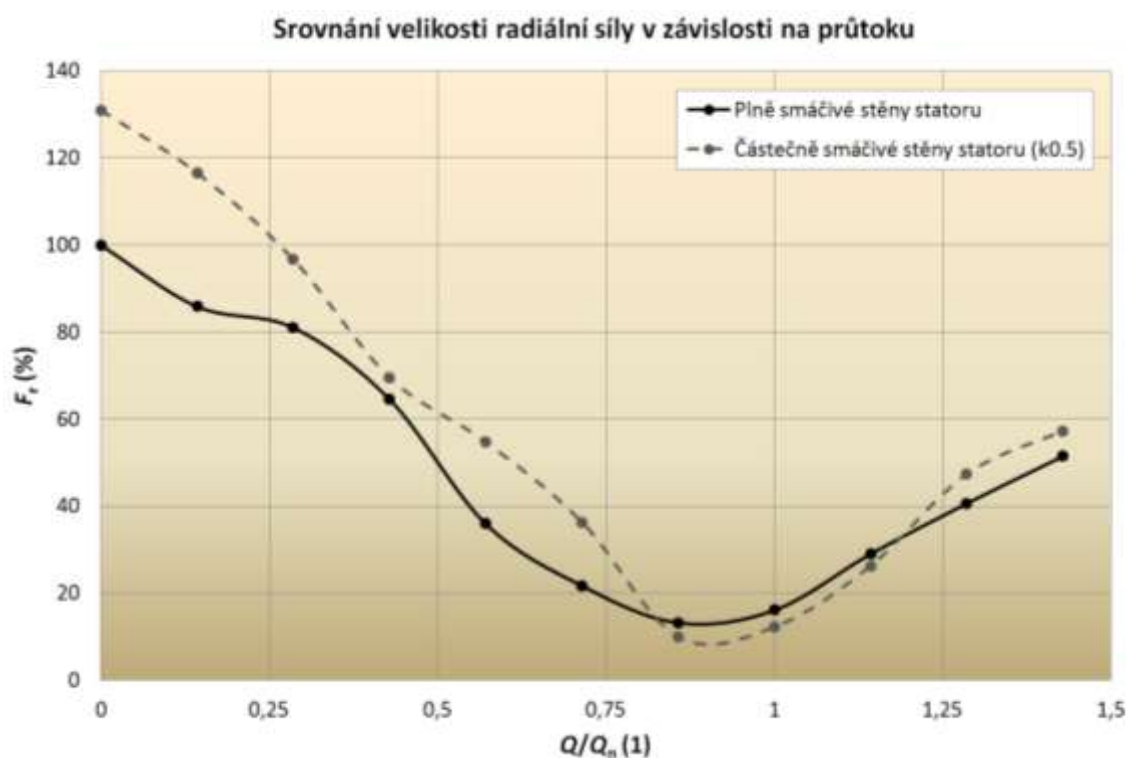
Obr. 8.14 Kontury statického tlaku v prostoru mezi disky oběžného kola a statoru (částečně smáčivé stěny statoru k0.5)

8.5 Vliv částečné smáčivosti na radiální sílu

O radiální síle bylo pojednáno v kap. 6.7. Radiální síla závisí na rozložení tlaku kolem oběžného kola, tedy na tlakových poměrech v čerpadle. V kap. 8.1 je pojednáno o vlivu částečné smáčivosti na dopravní výšku čerpadla. Z výsledků je zřejmé, že při uvažování částečné smáčivosti na stěně spirály dochází k nárůstu dopravní výšky. Tím dochází ke změně tlakových poměrů a tím tedy i k ovlivnění velikosti radiální síly. Z toho důvodu je ověřena pomocí numerického modelování i změna velikosti radiální síly, působící na rotor čerpadla.

Omezím se pouze na srovnání radiální síly při uvažování částečně smáčivých stěn satorových částí s případem plně smáčivých stěn. Částečně smáčivé disky oběžného kola spíše ovlivňují tlakové poměry v mezeře mezi oběžným kolem a statorem, přičemž rozložení tlaku kolem oběžného kola se spíše nemění (viz Obr. 8.4 a Obr. 8.5). Rozložení tlaku na discích oběžného kola tak ovlivňuje více axiální tah, ten však není předmětem řešení.

Rozložení statického tlaku ve spirále a v oběžném kole v řezu vedeném středem výstupní šířky oběžného kola ukazují obrázky (Obr. 8.4, Obr. 8.5 a Obr. 8.6) v kap. 8.1. Velikost výslednice radiální síly je vyhodnocena v závislosti na průtoku čerpadlem od závěrného bodu až po průtok $Q = 10 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.



Obr. 8.15 Srovnání velikosti radiální síly

Srovnání je provedeno na výsledcích ze stacionárního řešení proudění. Průtok je vyneseno jako poměrná veličina vzhledem k optimálnímu průtoku a velikost radiální síly je srovnána v procentech velikosti výslednice radiální síly v závěrném bodě s uvažováním plně smáčivých stěn. Z výsledků je zřejmé, že s nárůstem dopravní výšky lze očekávat i nárůst velikosti radiální síly zejména v oblasti mimo návrhový bod. V oblasti návrhového bodu se však velikost radiální síly příliš nemění, výsledky dokonce ukazují mírné snížení této hodnoty. To může být způsobeno rovnoměrnějším rozložením tlaku kolem oběžného kola vlivem částečně smáčivé spirály.

9 Závěr

Závěrem bych rád shrnul obsah a dosažené výsledky v rámci své disertační práce. V úvodu je popsán princip činnosti hydrodynamického čerpadla a současný stav ve využívání numerických metod při návrhu těchto čerpadel. Dále je pojednáno o metodě konečných objemů, na jejímž principu je postaven software FLUENT, který sloužil jako nástroj numerického modelování ve vybraném čerpadle. Vzhledem k tomu, že proudění v čerpadle je turbulentní, je část teorie věnována použitému modelu $k-\omega$ a $k-\omega$ SST, který byl využit jako matematický model pro popis turbulentního proudění. Proudění v tak komplexní geometrii, jakou jsou vnitřní prostory hydrodynamického čerpadla, lze numericky modelovat jak stacionárně, tak nestacionárně, přičemž každý z těchto přístupů je odlišný a řídí se jinými podmínkami, o čemž je také krátce pojednáno.

Hlavní a nejobsáhlejší část je však věnována výsledkům z provedených numerických experimentů zaměřených na predikci parametrů čerpadla za různých podmínek. Pokud bych shrnul celkový výpočetní čas potřebný pro získání dosažených výsledků, překročil bych hranici více než 5500 hodin simulací při využití paralelního výpočtu na čtyřech výpočetních jádrech procesoru, bez uvažování testovacích úloh jak na čerpadle, tak na potrubí s uvažováním částečné smáčivosti. Celkově bylo propočteno více než 200 úloh pro případ simulací na čerpadle, přičemž bylo vyhodnoceno či monitorováno okolo 1000 parametrů pro sestrojení výsledných charakteristik čerpadla.

Tyto výsledky byly použity pro sestrojení základních charakteristik čerpadla, přičemž každému vyhodnocovanému parametru je věnována samostatná podkapitola, kde je vysvětlena teorie, která s daným parametrem souvisí.

Jedna část mé disertační práce se zabývá srovnáním možných přístupů k numerickému modelování proudění a to jak z hlediska časové závislosti, tak z hlediska uvažovaných částí čerpadla, které jsou zahrnuty do simulace proudění. Srovnány jsou tak jak přístupy stacionární, tak i nestacionární. Co se geometrie týče, byla srovnána geometrie čistě hydraulicky činných částí a geometrie včetně statorových částí zahrnující těsnicí kruhy. Výsledky z následných numerických simulací byly srovnány nejenom mezi sebou, ale i s hodnotami z fyzikálního experimentu, který byl proveden firmou SIGMA GROUP a.s., Lutín. Bylo tak možné posoudit, nakolik se možné varianty numerického modelování blíží skutečným parametrům modelovaného čerpadla. Srovnány byly parametry závislé na průtočném množství čerpadlem a to výtlačná výška, příkon, hydraulický výkon a účinnost.

Právě otázka příkonu a tím i účinnosti čerpadla ukázala, nakolik jsou jednotlivé přístupy k modelování, z hlediska geometrie rozdílné. Vzhledem k tomu, že geometrie včetně statorových částí zahrnuje do výsledku i mechanické ztráty třením na discích oběžného kola, či ztráty vzniklé recirkulací kapaliny přes těsnicí kruh mezi výtlačnou a sací částí, je možné nahlédnout i na dílčí ztrátové výkonové toky v čerpadle. Právě výkonovým tokům a stanovení příkonové charakteristiky čerpadla pomocí numerického modelování je věnována další část mé práce. Lze tak určit, nakolik se jednotlivé ztráty podílí na celkovém příkonu čerpadla, případně lze z takto zjištěných parametrů posoudit možnost změny současného návrhu čerpadla a provést úpravy v návrhu samotném. Ověření takových změn je pak otázkou vytvoření nové geometrie, výpočetní sítě a provedených simulací.

Další samostatnou podkapitolou je možnost určení velikosti a směru působení radiální síly v čerpadle pomocí numerického modelování. Začátek této kapitoly byl věnován zejména teoretickému rozboru radiální síly, přičemž byly uvedeny i vybrané teoretické vztahy pro výpočet radiální síly dle řady autorů. Právě výsledky z těchto teoretických předpokladů posloužily pro srovnání s výsledky z numerického modelování, jelikož nebyly k dispozici údaje z fyzikálního experimentu. Popsána byla i metodika vyhodnocení této síly v software FLUENT.

Samostatnou kapitolou, které patří i samotný závěr této práce, je otázka částečné smáčivých povrchů a možnost predikce parametrů modelovaného čerpadla s uvažováním částečné smáčivosti na vybraných částech čerpadla. Úvod je věnován zejména krátkému teoretickému základu, který definuje napětí na stěně v závislosti na adhesním součiniteli k . Právě této definice napětí na stěně je využito ve vytvořené uživatelsky definované funkci (UDF) v software FLUENT. Tato teorie byla převzata z práce prof. Ing. Františka Pochylého, CSc. z Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana VUT v Brně.

Nejdříve však bylo nutné ověřit, zda vytvořená UDF funkce modifikuje korektně napětí na stěně. Z toho důvodu byla vytvořená funkce testovaná na stěně kruhového potrubí při izotermním proudění nestlačitelné kapaliny v laminárním režimu proudění, pro který je teorie s uvažováním částečné smáčivosti dobře známa. Výsledky z tohoto numerického experimentu prokázaly dobrou shodu s výsledky z teorie. Dále byla tato vytvořená funkce testována i na proudění mezi dvěma sousými válci, o čemž není v této práci pojednáno, avšak výsledky, které opět prokázaly dobrou shodu s teorií, byly publikovány v článku [V4].

Těmito numerickými experimenty byla ověřena vytvořená UDF funkce a bylo možné se zabývat její aplikací na vybrané části modelovaného čerpadla. V případě uvažování částečné smáčivosti v čerpadle jsem vybral několik různých kombinací. Vzhledem k počtu kombinací uvažovaných částečně smáčivých ploch v čerpadle jsem přistoupil k modelování proudění jen v geometrii se statorovými částmi a ke stacionárnímu řešení. Uvažovány byly vždy tři hodnoty adhesního součinitele k , přičemž do výsledných grafů, vzhledem k udržení přehlednosti dosažených výsledků byly zahrnuty výsledky pro $k = 0.5 \text{ Pa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$. Výsledky z těchto experimentů naznačují, že je možné značně snížit ztráty na discích oběžného kola či ztráty třením kapaliny o stěny spirály. Míra snížení těchto ztrát přímo souvisí s velikostí adhesního součinitele, neboli, čím méně smáčivý bude daný povrch, tím lepších parametrů lze dosáhnout. Případně naopak lze říci, čím více bude povrch smáčivý, tím větší budou ztráty v čerpadle, jelikož kapalina již nebude po daném povrchu natolik klouzat, přičemž limitním stavem je dosažení výsledků pro známou definici okrajové podmínky, kdy na stěně je rychlost rovna nule (noslip).

Nelze však říci, že ošetření povrchu k dosažení částečné smáčivosti vždy vede ke zvýšení účinnosti nebo je to z hlediska dalších vlastností vhodné. Jednou z aplikací, která není vhodná, je ošetření povrchu vnitřních částí oběžného kola. Již z teoretického hlediska, kdy kinetická energie udělená kapalině závisí na unášivé rychlosti, se s aplikací částečné smáčivosti rozchází. Vlivem prokluzu kapaliny na vnitřních, hydraulicky činných plochách, by totiž kapalině nebyla udána taková kinetická energie a čerpadlo by pak dosahovalo horších parametrů. Dalším problémem, který je spojen s částečnou smáčivostí, je poznatek, že pokud dojde ke vzniku kavitace, kavitační oblast je tím větší, čím nižší je adhesní součinitel k , neboli čím je povrch méně smáčivý [V8].

Při aplikaci podmínky částečné smáčivosti na stěny difuzoru, dochází k podstatné změně v dopravní výšce čerpadla, což souvisí i se změnou tlakových poměrů v čerpadle. To ovlivňuje i změnu velikosti radiální síly působící na rotor čerpadla. Z tohoto důvodu je v závěru mé práce věnována podkapitola této tématice, přičemž je patrné, že vlivem nárůstu tlaku v čerpadle je nutné počítat i se změnou radiální síly zejména mimo oblast návrhového bodu.

10 Conclusion

Finally, I would like to summarize the content and results in my PhD thesis. The introduction describes the operating principle of the hydrodynamic pumps and current status in the using of numerical methods in the design of these pumps. As a next, the finite volume method is described. On this method, the FLUENT software is build. FLUENT served as a tool for numerical modelling of the flow in the selected pump. Because a flow in the hydrodynamic pump is turbulent, used $k-\omega$ SST model and theory about this turbulent mathematical model is described in my thesis. Flow in a complex geometry, such as the interior of the hydrodynamic pump, can be numerically solved as a steady or unsteady. Each of these approaches is described, because steady and unsteady solver is based on the different theoretical assumptions.

The main and most extensive section is given to results of numerical experiments focused on predicting the parameters of the pump under various conditions. If I summed up the overall for obtaining the results, I exceeded the border more than 5500 hours of simulations using parallel computation on four processor cores, without thinking about time for testing the boundary condition of partially wetting on the pipe wall and in the pump. It has been calculated more than 200 tasks in case of simulations on the pump, and around 1000 parameters were evaluated and monitored to construct the resulting characteristics of the pump.

These results were used to construct the basic performance curves of the pump. Theory about each evaluated parameter is explained in separate subchapter.

One part of my PhD thesis is focused on comparison of possible approaches to numerical modelling of the flow. Results obtained by steady state and unsteady approaches are compared. Another comparison is done for modelling on different geometries. The first geometry includes only purely hydraulically operating parts, second geometry includes also the stator parts with sealing rings. The results from these simulations were compared not only among themselves but also with the data from the physical experiment carried out by SIGMA GROUP Company, Lútín. It was thus possible to evaluate the possibilities and restrictions of both approaches. Compared were parameters as a pump delivery head, power, hydraulic power and efficiency which were depended on flow rate.

The power and efficiency of the pump show how the geometry of the pump can change the results obtained by numerical modelling. A numerical simulation of the flow in the pump with stator parts includes the effects of the mechanical losses by friction on the

impeller casing and volumetric losses through the sealing rings. This fact allows us to predict the partial loss of power balance in the pump. Determination of power balance in the pump and power characteristic using numerical modelling is another part of my thesis. This can help to determine how each loss contributes to the total loss of the pump. It can be helpful to assess current geometry of the pump and for example make some adjustments in the proposal. Verification of these changes is the question of creating a new geometry, mesh and new simulations of the flow.

Next subchapter is about determination of direction and magnitude of radial force in hydrodynamic pump using numerical modelling. Beginning of this chapter was dedicated to theoretical analysis of radial force. Theoretical equations for calculating the radial force are given by many authors. Results from these theoretical assumptions were used for comparison with results from numerical modelling. Data from physical experiment were not available. Methodology of evaluation of the radial force in the FLUENT software was described in this chapter.

The end of my thesis is focused on partially wettable surfaces and their application on selected parts of the pump with prediction of the pump parameters using numerical modelling. The introduction is mainly devoted to a brief theoretical approach that defines the stress on the wall, depending on the adhesive coefficient k . Definition of surface stress is used by created user defined function (UDF) in FLUENT software. This theory was taken from the work of prof. Ing. František Pochylý, CSc from Department of Fluid Engineering Victor Kaplan VUT Brno.

First, it was necessary to verify that created UDF correctly modifies the stress on the wall. From this reason the UDF was used as a boundary condition for incompressible, isothermal flow in the pipe with circular cross section at laminar flow regime. Theory for this case is well known. The results from this numerical experiment showed good agreement with the results from the theory. Furthermore, this UDF function was tested on the flow between two coaxial cylinders. Results aren't presented in my thesis, but again, the results showed good agreement with theory and were published in paper [V4].

These numerical experiments verified created UDF. As a next step, created UDF was applied as boundary condition on selected surfaces of the hydrodynamic pump. Several different combinations of wettable surfaces in the pump were chosen for numerical simulations. All numerical simulations for comparison were carried out as steady state in the geometry with casing. Numerical simulations were solved for three values of adhesive coefficient k , but resulting graphs contain the results only for $k = 0.5 \text{ Pa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ to maintain a

clarity. Results from numerical simulations shows, that it is possible to greatly reduce the losses by friction on the impeller casing or hydraulic losses by friction on the volute wall. The rate of reduction of these losses depends on the value of adhesive coefficient k . Better parameters can be achieved in case of less wettable surfaces. Or we can say, the more wettable is the surface, the greater losses can be expected in the pump. On fully wettable surface there is no slip of liquid, it means that velocity of liquid on the surface is equal to zero (noslip boundary condition).

We can't say that the partial wettability of surfaces leads to an increasing efficiency or that the other properties will be better. As an example, application of this boundary condition on the inner surfaces of the impeller can be presented. From the theoretical point of view the kinetic energy given to the liquid depends on the circumferential velocity. But with slip on the hydraulically active surfaces there is a drop in value of kinetic energy and it leads to worse parameters of the pump. Another problem associated with partial wetting is cavitation. If the cavitation arises in the pump, the extent of cavitation area is dependent on the value of adhesion coefficient. The lower is the coefficient of adhesion k (less wettable surface), the larger is the region of cavitation.[V8].

When applying the condition of partial wetting on the walls of the volute, there is a change in the pump head, which is also related to the change of pressure conditions in the pump. It affects the amplitude of the radial force, which is acting on the rotor of the pump. For this reason, at the end of my thesis, there is a sub chapter focused on the change of the radial force with change of the wettability of the volute walls.

11 Vědecký přínos práce a význam pro praxi

Za největší vědecký přínos této práce pokládám problém částečné smáčivosti stěn a zahrnutí této podmínky do matematického modelu proudění formou okrajové podmínky pomocí vytvořené UDF funkce. Otázka částečné smáčivosti je poměrně nová a přináší sebou celou řadu otázek. Tato práce přináší určitá východiska pro řešení navazujících úloh a přispívá k hlubšímu pochopení vlivů souvisejících s částečnou smáčivostí. To nabízí další možnosti využití této podmínky v dalších simulacích a predikci parametrů i jiných strojů či zařízení, kde se povrch stýká s tekutinou.

Z hlediska praxe je numerické modelování proudění v čerpadle vhodným nástrojem při samotném návrhu čerpadla tak i při vyšetřování výkonových parametrů čerpadla za různých podmínek. V některých případech lze formou numerického modelování nahradit nákladný experimentální výzkum. Výhodou numerického modelování je zobrazení libovolných parametrů proudění v libovolném místě uvažované geometrie, což není vždy možné v případě fyzikálního experimentu. Současný rychlý vývoj ve výpočetní technice umožňuje řešení proudění v komplexní geometrii, jakou je např. geometrie vnitřních částí čerpadla, jako celek. To umožňuje zachytit i vzájemnou interakci rotoru a statoru čerpadla.

12 Seznam vlastních publikací

- [V1] POCHYLÝ, F., FIALOVÁ, S., KOZUBKOVÁ, M., ZAVADIL, L. Assessment of cavitation creation depending on the surface wettability. In *25th IAHR Symposium on hydraulic machinery and systems*. Timisoara: Romania, September 20-24. 2010.
- [V2] POCHYLÝ, F., FIALOVÁ, S., KOZUBKOVÁ, M., ZAVADIL, L. Study of the Adhesive Coefficient Effect on the Hydraulic Losses and Cavitation. In *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. Japan: Turbomachinery Society of Japan, 2010. Vol. 3, No. 4, p. 386-395.
- [V3] ZAVADIL, L., DRÁBKOVÁ, S. Determination of radial force in hydrodynamic pump using numerical modelling. In *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava: řada strojní*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2010. roč. 56, č. 1, s. 341-348. ISBN 978-80-248-2302-7.
- [V4] ZAVADIL, L., KOZUBKOVÁ, M., POCHYLÝ, F., DRÁBKOVÁ, S. The Influence of the Partial Surface Wetting on the Flow Field Between the Two Coaxial Cylinders. In *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava: řada strojní*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2011. roč. 57, č. 1, s. 275-282. ISSN 1804-0993.
- [V5] ZAVADIL, L., DRÁBKOVÁ, S., KOZUBKOVÁ, M., FRODLOVÁ, B. The Influence of the Partial Surface Wetting on the Flow Field in Tube with Circular Section. In *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava: řada strojní*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2011. roč. 57, č. 1, s. 267-274. ISSN 1804-0993.
- [V6] FRODLOVÁ, B., KOZUBKOVÁ, M., ZAVADIL, L., FIALOVÁ, S. Vyšetření vlivu adhezního součinitele k na proudění kapalin s využitím fyzikálního a matematického modelování. In *30. Setkání kateder mechaniky tekutin a termomechaniky – Sborník příspěvků z konference pořádané 22. – 24. Června 2011 Špindlerův mlýn*. 1. vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci. Fakulta strojní. Katedra energetických zařízení, 2011. s. 41-44. ISBN 978-80-7372-747-5.
- [V7] ZAVADIL, L., DRÁBKOVÁ, S. Determination of Pump Performance Using Numerical Modelling. In *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava: řada strojní*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2011. roč. 57, č. 2, s. 175-182.

- [V8] FRODLOVÁ, B., RUDOLF, P., ZAVADIL, L., KOZUBKOVÁ, M., RAUTOVÁ, J. Vliv částečné smáčivosti na proudění a kavitační oblast v Lavalově dýze. In *Sborník konference ANSYS 2011, 19. – 21. 10. 2011, Praha*, 1. vyd. Praha: TechSoft Engineering, spol. s r.o., 2011. ISBN 978-80-905040-0-4.
- [V9] FRODLOVÁ, B., KOZUBKOVÁ, M., ZAVADIL, L. Flow in Circural Cross Section Tube Using the Partial Surface Wetting Conditions. In *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava: řada strojní*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2012, roč. 58, č. 1. ISSN 1804-0993. V tisku.
- [V10] ZAVADIL, L., DRÁBKOVÁ, S. Determination of Volumetric Losses in Hydrodynamic Pump Using Numerical Modelling. In *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava: řada strojní*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2012, roč. 58, č. 1. ISSN 1804-0993. V tisku.

13 Seznam použité literatury

- [1] POCHYLÝ, F., RINKA, L. *Povrchová energie v hraniční vrstvě kapky vody a tuhého povrchu*. Výzkumná zpráva VUT-EU13303-QR-34-07, Brno: VUT FSI, 2007. prosinec, 32 s.
- [2] POCHYLÝ, F., HABÁN, V., JURAČKA, J. Smáčivost kapalin vůči pevným povrchům. In: *Zborník abstraktov a príspevkov z medzinárodnej konferencie „Strojné inžinierstvo 2006“*. Článek ve sborníku z mezinárodní konference *Strojné inžinierstvo 2006* pořádané Slovenskou technickou univerzitou v Bratislavě, 23.11.2006, Bratislava. ISBN 80-227-2513-7.
- [3] POCHYLÝ, F., HABÁN, V. *Smáčivost kapalin vůči pevným povrchům*. Výzkumná zpráva VUT-EU13303-QR-14-06, Brno (CZ) VUT FSI, 2006.
- [4] POCHYLÝ, F., FIALOVÁ, S., HABÁN, V., RINKA, L. The Wettability of the Liquid-Solid Interface. In *FIV 2008-FLOW INDUCED VIBRATION, 9th International Conference on FIV, 30.6 - 3.7.2008, Praha*. ČR: Institute of Thermomechanics, AS ČR, 2008, p. 47-52, ISBN 80-87012-12-7.
- [5] POCHYLÝ, F., FIALOVÁ, S., RINKA, L. Adhesive Forces at a Solid-Liquid Interface. In *Zeszyty naukowe*. Kielce: Wydawnictwo politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, 2008. Vol. 1. No. 10. pp. 245-252, ISBN 1897-2683.
- [6] POCHYLÝ, F., FIALOVÁ, S., HABÁN, V., RINKA, L. *Praktičeskoje ispolzovanie smačivajemosti*. PCVEXPO'08, MGTU im. N.E. Baumana, 2008. p. 40-41. ISBN 978-5-7038-3214-1.
- [7] FIALOVÁ, S., POCHYLÝ, F., RINKA, L. The Adhesive Force Determination on the Interface of Phases. In *Mechanical Engineering 2008-proceedings of abstracts*. Bratislava: STU Bratislava. 2011. pp. 4-5, ISBN 978-80-227-2982-6.
- [8] RINKA, L., POCHYLÝ, F. *Analýza adhesních sil na rozhraní tekutiny a tuhého povrchu*. Výzkumná zpráva VUT-EU13303-QR-21-08, Brno (CZ) VUT FSI, prosinec 2008.
- [9] FIALOVÁ, S., POCHYLÝ, F., RINKA, L. The Boundary Condition of the Adhesive Forces Effect on the Solid/Liquid Interface. In *Engineering Mechanics 2009-book of Extended Abstracts*. První edice, Praha: Akademie věd České republiky. 2009. p 48-53. ISBN 978-80-86246-35-2.
- [10] POCHYLÝ, F., FIALOVÁ, S., HABÁN, V., RINKA, L. Praktičeskoje ispolzovanije smačivajemosti. In *NASOSY&OBORUDOVANIE*. 2009. (54) 2009(1). p. 20-21.

- [11] SLOUPENSKÝ, Z. *Návrh odstředivého čerpadla metodami diferenciální geometrie*. Brno, 2011. Disertační práce na Fakultě strojního inženýrství VUT Brno. Školitel František Pochylý.
- [12] BIRD, R. B., STEWART, W. E., LIGHTFOOT, N. N: *Přenosové jevy*. Praha: Academia, 1968, 800 s.
- [13] CHAMIEH, D. S., ACOSTA, A. J., BRENNEN, C. E., CAUGHEY, T. K. *Experimental Measurements of Hydrodynamic Radial Forces and Stiffness Matrices for a Centrifugal Pump-Impeller*. [online], Datum poslední revise 13.5.2004. Dostupné z < <http://authors.library.caltech.edu/81/1/CHA064.pdf> >.
- [14] UCHIDA, N., IMAICHI, K., SHIRAI, T. *Radial Force on the Impeller of a Centrifugal Pump**. [online], Datum poslední revize 6.1.2010. Dostupné z < http://nsl.nii.ac.jp/els/110002360509.pdf?id=ART0002639135&type=pdf&lang=en&host=cinii&order_no=&ppv_ttyp=0&lang_sw=&no=1262706270&cp=> >.
- [15] *Projektování čerpadel*. KSB pumpy & armatury s.r.o., 48s.
- [16] KARASSIK, I. J., MESSINA, J. P., COOPER, P., HEALD, CH. C. *Pump handbook third edition*. [online], Datum poslední revize 1.5.2010. Dostupné z < http://books.google.cz/books?id=yU5TyJrOMF8C&printsec=frontcover&source=gs_navlinav_s#v=onepage&q=&f=false >, s. 373-375.
- [17] MACKAY, R. *Shaft Deflection Part One: The Cause*. [online], Datum poslední revize 3.11.2004. Dostupné z < <http://www.pump-zone.com/articles/22.pdf> >.
- [18] NOURBAKHS, A., JAUMOTTE, A., HIRSCH, CH., PARIZI, H. B. *Turbopumps & Pumping Systems*. [online], Datum poslední revise 27.9.2007. Dostupné z < <http://www.springerlink.com/content/j6182q85771110up/fulltext.pdf> >.
- [19] BRENNEN, C. E. *Chapter 10. Radial and Rotordynamic forces*. [online], Datum poslední revise 4.7.2008. Dostupné z < <http://caltechbook.library.caltech.edu/22/1/chap10.htm> >.
- [20] BRENNEN, C. E. *Hydrodynamics of Pumps*. [online] Datum poslední revise 16.6.2004. Dostupné z < <http://caltechbook.library.caltech.edu/22/3/pumbook.pdf> >.
- [21] ALLAIRE, P. E, SATO, CH. J., BRANAGAN, L. A. *Hydraulic Forces on a Centrifugal Impeller Undergoing Synchronous Whirl**. [online], Datum poslední revise 14.5.2007. Dostupné z < http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19850005815_1985005815.pdf >.

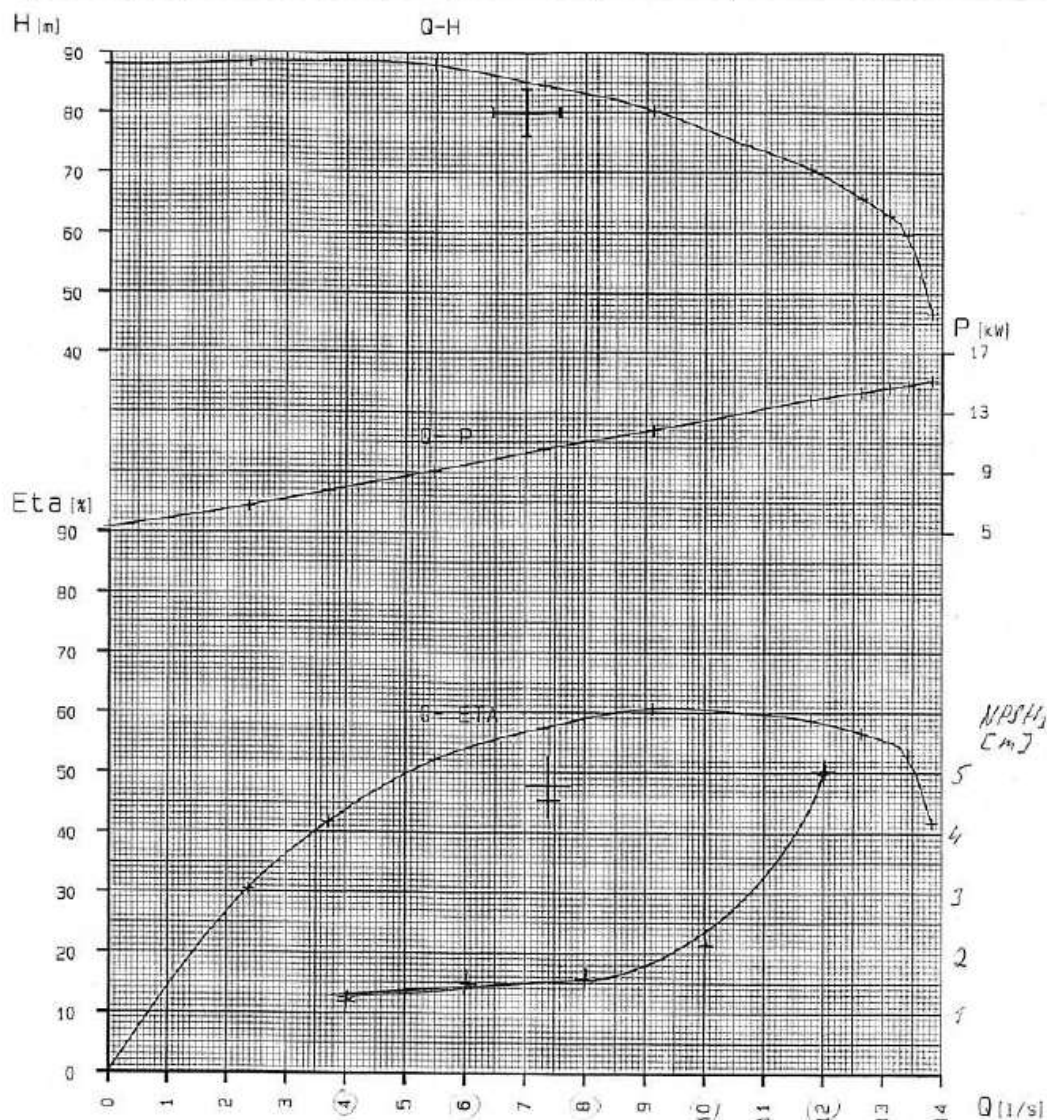
- [22] PAVESI, G. *Impeller Volute and Diffuser Interaction*. [online], Datum poslední revise 8.8.2007. Dostupné z <<http://ftp.rta.nato.int/public//PubFullText/RTO/EN/RTO-EN-AVT-143///EN-AVT-143-06.pdf>>.
- [23] GUINZBURG, A., BRENNEN, C. E., ACOSTA, A. J., CAUGHEY, T. K. *Measurements of the Rotordynamic Shroud Forces for Centrifugal Pumps*. [online], Datum poslední revise 17.1.2006. Dostupné z <<http://authors.library.caltech.edu/1406/1/GUI108.pdf>>.
- [24] ADKINS, D. R., BRENNEN, C. E. *Analyses of Hydrodynamic Radial Forces on Centrifugal Pump Impellers*. [online], Datum poslední revise 12.5.2004. Dostupné z <<http://authors.library.caltech.edu/29/1/ADK084.pdf>>.
- [25] BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- [26] LAZARKIEWICZ, S., TROSKOLANSKI, A. *Impeller pumps*. Pergamon Press Ltd. Oxford, 1965.
- [27] STRÝČEK, O. *Hydrodynamické čerpadlá*. 2. vyd. Bratislava: STU, 1994. 297 s. ISBN 80-227-0662-0.
- [28] TUZSON, J. *Centrifugal Pump Design*. John Wiley & Sons, Inc., 2000. 298 p.
- [29] ZAVADIL, L. *Numerické modelování proudění v hydrodynamickém čerpadle*. Ostrava, 2009. Diplomová práce na Fakultě strojní VŠB – TU Ostrava. Školitel Sylva Drábková.
- [30] FLUENT: FLUENT 12 - *User's guide*. Fluent Inc. 2007 [online]. Dostupné z <<http://spc.vsb.cz/portal/cz/documentation/manual/index.php>>.
- [31] PACIGA, A., STRÝČEK, O., GANČO, M. *Čerpacia technika*. Praha: SNTL, 1984. 224 s.
- [32] KOZUBKOVÁ, M. Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX, VŠB – TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 12.12.2008. Dostupné z <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>

14 Přílohy disertační práce

A1	Přílohy týkající se fyzikálního měření.....	91
A1.1	Naměřená charakteristika čerpadla.....	91
A2	Přílohy týkající se nastavení úlohy pro numerické modelování.....	92
A2.1	Nastavení unsteady úlohy pro geometrii bez statoru $Q = 7 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	92
A2.2	Nastavení unsteady úlohy pro geometrii se statorem $Q = 7 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	103

DIAGRAM ČERPADLA

SIGMA GROUP a.s. LUTÍN		Zákazník : SIGMA GROUP		06134	
		Typ : 40-NED-250-9-S5	3301a		
Hydraulická zkušebna 1		Zak.čís. : 1013013	Výr.čís. : 07100301		
Q_B [l/s]	H_G [m]	n_{sp} [1/min]	P [kW]	Účinnost [%]	Voda [C]
7.0	80.0	2900	11.5	47.8	20.0
				Hustota [kg/m ³]	
				1000.0	



Poznámky: 5LOP.PLNE 244 [C.1. NEVRTANO, JEDNOSPÍRALA]

Oběžné kolo		Hrdo	Sací	Výtlačné	Čerpadlo	Motor
Ø	b	DN	80	40	Hmotnost : 164 kg	Typ F-160-L02
Č. výkresu		PN	64	64	Výr. zak. : 0	Výkon : 18.5 kW
Něříl		Kontroloval		Datum : 18.6.08	Otáčky : 2910/min	

T-SQ-015/00

FLUENT
Version: 3d, pbns, sstk, transient (3d, pressure-based, SST k-omega, transient)
Release: 13.0.0
Title:

Models

Model	Settings
Space	3D
Time	Unsteady, 1st-Order Implicit
Viscous	k-omega turbulence model
Heat Transfer	Disabled
Solidification and Melting	Disabled
Species	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
NOx Pollutants	Disabled
SOx Pollutants	Disabled
Soot	Disabled
Mercury Pollutants	Disabled

Material Properties

Material: water (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	998
Cp (Specific Heat)	J/kg-K	constant	1006.43
Thermal Conductivity	W/m-K	constant	0.0242
Viscosity	kg/m-s	constant	0.001003
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
Thermal Expansion Coefficient	1/K	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	2719
Cp (Specific Heat)	J/kg-K	constant	871
Thermal Conductivity	W/m-K	constant	202.4

Cell Zone Conditions

Zones

name	id	type
difuser_fluid_assembly	18	fluid
impeller fluid	30	fluid
intake_fluid	36	fluid

Setup Conditions

difuser_fluid_assembly

Condition	Value
Material Name	water
Specify source terms?	no
Source Terms	X
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	X
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	0

Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	1
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
LES zone?	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1

impeller_fluid

Condition	Value
-----	-----
Material Name	water
Specify source terms?	no
Source Terms	X
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	X
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	1
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	yes
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	2900.0002
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0

Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
LES zone?	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1

intake_fluid

Condition	Value
-----	-----
Material Name	water
Specify source terms?	no
Source Terms	()
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	()
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	1
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none


```

Deactivated Thread          no
LES zone?                   no
Laminar zone?               no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone? yes
Embedded Subgrid-Scale Model 0
Momentum Spatial Discretization 0
Cwale                       0.325
Cs                           0.1
Porous zone?                no
Conical porous zone?        no
X-Component of Direction-1 Vector 1
Y-Component of Direction-1 Vector 0
Z-Component of Direction-1 Vector 0
X-Component of Direction-2 Vector 0
Y-Component of Direction-2 Vector 1
Z-Component of Direction-2 Vector 0
X-Component of Cone Axis Vector 1
Y-Component of Cone Axis Vector 0
Z-Component of Cone Axis Vector 0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m) 1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m) 0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m) 0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg) 0
Relative Velocity Resistance Formulation? yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2) 0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2) 0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2) 0
Choose alternative formulation for inertial resistance? no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m) 0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m) 0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m) 0
C0 Coefficient for Power-Law 0
C1 Coefficient for Power-Law 0
Porosity                     1

```

Boundary Conditions

Zones

name	id	type
outlet	16	outflow
wall-40	40	wall
wall-39	39	wall
wall-37	37	wall
wall-31	31	wall
diffuser_wall assembly	2	wall
diffuser_inlet	15	interface
blade	20	wall
blade radius	21	wall
impeller_outer_wall	22	wall
distance	23	wall
impeller_outlet	24	interface
nut	25	wall
shroud	26	wall
hub	27	wall
impeller inlet	28	interface
intake_outlet	32	interface
inlet	33	mass-flow-inlet
intake_wall	34	wall

Setup Conditions

outlet

Condition	Value
Flow rate weighting	1

wall-40

Condition	Value
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no

Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-39

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-37

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1

X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-31

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

difuser_wall_assembly

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Specularity Coefficient	0

difuser_inlet

Condition	Value
-----	-----

blade

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0

Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Specularity Coefficient	0

blade_radius

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Specularity Coefficient	0

impeller_outer_wall

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	1

Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

distance

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

impeller_outlet

Condition	Value
-----	-----

nut

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

shroud

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no

Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Specularity Coefficient	0

hub

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Specularity Coefficient	0

impeller_inlet

Condition	Value
-----	-----

intake_outlet

Condition	Value
-----	-----

inlet

Condition	Value
-----	-----
Reference Frame	0
Mass Flow Specification Method	0
Mass Flow Rate (kg/s)	7
Mass Flux (kg/m2-s)	1
Average Mass Flux (kg/m2-s)	1
Upstream Torque Integral (n-m)	1
Upstream Total Enthalpy Integral (w/m2)	1
Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal)	0

Direction Specification Method	0
Coordinate System	0
X-Component of Flow Direction	-1
Y-Component of Flow Direction	0
Z-Component of Flow Direction	0
X-Component of Flow Direction	1
Y-Component of Flow Direction	0
Z-Velocity (m/s)	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Turbulent Specification Method	3
Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)	1
Specific Dissipation Rate (1/s)	1
Turbulent Intensity (%)	4.9999997
Turbulent Length Scale (m)	1
Hydraulic Diameter (m)	0.079999998
Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no

intake_wall

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

Solver Settings

Equations

Equation	Solved
-----	-----
Flow	yes
Turbulence	yes

Numerics

Numeric	Enabled
-----	-----
Absolute Velocity Formulation	yes

Unsteady Calculation Parameters

Time Step (s)	9.9999997e-05
Max. Iterations Per Time Step	40

Relaxation

Variable	Relaxation Factor
Pressure	0.30000001
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.69999999
Turbulent Kinetic Energy	0.80000001
Specific Dissipation Rate	0.80000001
Turbulent Viscosity	1

Linear Solver

Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Reduction Tolerance
Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Z-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Specific Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7

Pressure-Velocity Coupling

Parameter	Value
Type	SIMPLE

Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Momentum	First Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Specific Dissipation Rate	First Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Spec. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000

FLUENT
Version: 3d, dp, pbns, sstk (3d, double precision, pressure-based, SST k-omega)
Release: 13.0.0
Title:

Models

Model	Settings
Space	3D
Time	Steady
Viscous	k-omega turbulence model
Heat Transfer	Disabled
Solidification and Melting	Disabled
Species	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
NOx Pollutants	Disabled
SOx Pollutants	Disabled
Soot	Disabled
Mercury Pollutants	Disabled

Material Properties

Material: water-liquid (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	998.20001
Cp (Specific Heat)	J/kg-K	constant	4182
Thermal Conductivity	W/m-K	constant	0.6
Viscosity	kg/m-s	constant	0.001003
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	18.0152
Thermal Expansion Coefficient	1/K	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: air (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	1.225
Cp (Specific Heat)	J/kg-K	constant	1006.43
Thermal Conductivity	W/m-K	constant	0.0242
Viscosity	kg/m-s	constant	1.7894e-05
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
Thermal Expansion Coefficient	1/K	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	2719
Cp (Specific Heat)	J/kg-K	constant	871
Thermal Conductivity	W/m-K	constant	202.4

Cell Zone Conditions

Zones

name	id	type
difuser	2	fluid
backplate	3	fluid
shroud leakage	4	fluid
hub leakage	5	fluid
inlet	6	fluid
impeller	7	fluid

Setup Conditions

difuser

Condition	Value
Material Name	water-liquid

Specify source terms?	no
Source Terms	X
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	X
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	1
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1

backplate

Condition	Value
Material Name	water-liquid
Specify source terms?	no
Source Terms	X
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	X
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0

Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	1
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1

shroud_leakage

Condition	Value
Material Name	water-liquid
Specify source terms?	no
Source Terms	X
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	X
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	1
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none

Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1

hub_leakage

Condition	Value
Material Name	water-liquid
Specify source terms?	no
Source Terms	X
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	X
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	1
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0

Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1

inlet

Condition	Value
-----	-----
Material Name	water-liquid
Specify source terms?	no
Source Terms	X
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	X
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	1
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0

Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1

impeller

Condition	Value
-----	-----
Material Name	water-liquid
Specify source terms?	no
Source Terms	X
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	X
Frame Motion?	yes
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rpm)	2900.0001
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame X-Component of Rotation-Axis	-1
Reference Frame Y-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame Z-Component of Rotation-Axis	0
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rpm)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh X-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Y-Component of Rotation-Axis	0
Moving Mesh Z-Component of Rotation-Axis	1
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1

Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m2)	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m2)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1

Boundary Conditions

Zones

name	id	type
outflow	13	pressure-outlet
wall-63	63	wall
wall-62	62	wall
wall-60	60	wall
wall-59	59	wall
wall-57	57	wall
wall-56	56	wall
wall-54	54	wall
wall-53	53	wall
wall-51	51	wall
wall-50	50	wall
wall-48	48	wall
wall-47	47	wall
rotating_outer_diameter	8	wall
rotating_hub	9	wall
rotating_shroud	10	wall
interface_difuser_shroud_outlet	11	interface
interface_difuser_inlet	12	interface
wall_difuser	14	wall
interface_difuserhub_outlet	15	interface
interface_backplate_inlet	16	interface
rotating_backplate	17	wall
wall_backplate	18	wall
wall_shroudleakage	19	wall
rotating_shroudleakage	20	wall
interface_shroudleakage_inlet	22	interface
interface_shroudleakage_outlet	23	interface
rotating_inlet	24	wall
interface_inlet_outlet	25	interface
mass_flow_inlet	26	mass-flow-inlet
wall_inlet	27	wall
interface_inlet_inlet	28	interface
rotating_hubleakage	29	wall
wall_hubleakage	31	wall
interface_hubleakage_outlet	32	interface
interface_hubleakage_inlet	33	interface
blades	34	wall
nut	35	wall
hub	36	wall
shroud	37	wall
interface_impeller_outlet	38	interface
interface_impeller_inlet	39	interface

Setup Conditions

outflow	
Condition	Value
Gauge Pressure (pascal)	750000
Backflow Direction Specification Method	1
Coordinate System	0
X-Component of Flow Direction	1

Y-Component of Flow Direction	0
Z-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Turbulent Specification Method	3
Backflow Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)	1
Backflow Specific Dissipation Rate (1/s)	1
Backflow Turbulent Intensity (%)	2
Backflow Turbulent Length Scale (m)	1
Backflow Hydraulic Diameter (m)	0.04
Backflow Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no
Radial Equilibrium Pressure Distribution	no
Specify Average Pressure Specification	no
Specify targeted mass flow rate	no
Targeted mass flow (kg/s)	1
Upper Limit of Absolute Pressure Value (pascal)	5000000
Lower Limit of Absolute Pressure Value (pascal)	1

wall-63

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-62

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0

Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-60

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-59

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-57

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1

Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-56

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-54

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0

Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-53

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-51

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-50

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no

X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-48

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall-47

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

rotating_outer_diameter

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	-1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

rotating_hub

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	2900.0001
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	-1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

rotating_shroud

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0

Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	2900.0001
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	-1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

interface_difusershroud_outlet

Condition	Value

interface_difuser_inlet

Condition	Value

wall_difuser

Condition	Value

Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

interface_difuserhub_outlet

Condition	Value

interface_backplate_inlet

Condition	Value

rotating_backplate

Condition	Value

Enable shell conduction?	no
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	-1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no

X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	2900.0001
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	-1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall_backplate

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall_shroudleakage

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

rotating_shroudleakage

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	2900.0001
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	-1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

interface_shroudleakage_inlet

Condition	Value
-----	-----

interface_shroudleakage_outlet

Condition	Value
-----	-----

rotating_inlet

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	-1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

interface_inlet_outlet

Condition	Value
-----	-----

mass_flow_inlet

Condition	Value
Reference Frame	0
Mass Flow Specification Method	0
Mass Flow Rate (kg/s)	7
Mass Flux (kg/m2-s)	1
Average Mass Flux (kg/m2-s)	1
Upstream Torque Integral (n-m)	1
Upstream Total Enthalpy Integral (w/m2)	1
Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal)	0
Direction Specification Method	0
Coordinate System	0
X-Component of Flow Direction	1
Y-Component of Flow Direction	0
Z-Component of Flow Direction	0
X-Component of Flow Direction	1
Y-Component of Flow Direction	0
Z-Velocity (m/s)	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Turbulent Specification Method	3
Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)	1
Specific Dissipation Rate (1/s)	1
Turbulent Intensity (%)	0.99999998
Turbulent Length Scale (m)	1
Hydraulic Diameter (m)	0.08
Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no

wall_inlet

Condition	Value
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

interface_inlet_inlet

Condition	Value
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0

rotating_hubleakage

Condition	Value
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	1
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	yes
Velocity Magnitude (m/s)	0

X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	-1
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

wall_hubleakage

Condition	Value
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

interface_hubleakage_outlet

Condition	Value

interface_hubleakage_inlet

Condition	Value

blades

Condition	Value

Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0

Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

nut

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

hub

Condition	Value
-----	-----
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rpm)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Specularity Coefficient	0

shroud

Condition	Value
-----------	-------

```

-----
Enable shell conduction?                no
Wall Motion                             0
Shear Boundary Condition                 0
Define wall motion relative to adjacent cell zone? yes
Apply a rotational velocity to this wall? no
Velocity Magnitude (m/s)                 0
X-Component of Wall Translation           1
Y-Component of Wall Translation           0
Z-Component of Wall Translation           0
Define wall velocity components?         no
X-Component of Wall Translation (m/s)     0
Y-Component of Wall Translation (m/s)     0
Z-Component of Wall Translation (m/s)     0
Wall Roughness Height (m)                0
Wall Roughness Constant                  0.5
Rotation Speed (rpm)                     0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)    0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)    0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)    0
X-Component of Rotation-Axis Direction    0
Y-Component of Rotation-Axis Direction    0
Z-Component of Rotation-Axis Direction    1
X-component of shear stress (pascal)      0
Y-component of shear stress (pascal)      0
Z-component of shear stress (pascal)      0
Specularity Coefficient                   0

interface_impeller_outlet

Condition  Value
-----

interface_impeller_inlet

Condition  Value
-----

Solver Settings
-----

Equations

Equation      Solved
-----
Flow          yes
Turbulence    yes

Numerics

Numeric                      Enabled
-----
Absolute Velocity Formulation yes

Relaxation

Variable                      Relaxation Factor
-----
Pressure                      0.3
Density                       1
Body Forces                   1
Momentum                     0.7
Turbulent Kinetic Energy       0.8
Specific Dissipation Rate      0.8
Turbulent Viscosity           1

Linear Solver

Variable                      Solver      Termination  Residual Reduction
                              Type         Criterion    Tolerance
-----
Pressure                      V-Cycle     0.1          0.7
X-Momentum                    Flexible    0.1          0.7
Y-Momentum                    Flexible    0.1          0.7
Z-Momentum                    Flexible    0.1          0.7
Turbulent Kinetic Energy       Flexible    0.1          0.7
Specific Dissipation Rate      Flexible    0.1          0.7

Pressure-Velocity Coupling

```

Parameter	Value

Type	SIMPLE

Discretization Scheme

Variable	Scheme

Pressure	Standard
Momentum	First Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Specific Dissipation Rate	First Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit

Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Spec. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000